

ED-2003-0032
2003
6

日 本 国 特 許 庁
JAPAN PATENT OFFICE

別紙添付の書類に記載されている事項は下記の出願書類に記載されている事項と同一であることを証明する。

This is to certify that the annexed is a true copy of the following application as filed with this Office.

出 願 年 月 日 2 0 0 3 年 6 月 6 日
Date of Application:

出 願 番 号 特 願 2 0 0 3 - 1 6 2 8 9 6
Application Number:
[ST. 10/C] : [J P 2 0 0 3 - 1 6 2 8 9 6]

出 願 株式会社エクセディ
Applicant(s):

2 0 0 3 年 7 月 1 8 日

特許庁長官
Commissioner,
Japan Patent Office

今 井 康 夫



出証番号 出証特 2 0 0 3 - 3 0 5 7 8 2 4

【書類名】 特許願

【整理番号】 ED030341P

【提出日】 平成15年 6月 6日

【あて先】 特許庁長官 殿

【国際特許分類】 F16F 15/30

【発明者】

【住所又は居所】 大阪府寝屋川市木田元宮1丁目1番1号 株式会社エクス
セディ内

【氏名】 福島 寛隆

【特許出願人】

【識別番号】 000149033

【氏名又は名称】 株式会社エクセディ

【代理人】

【識別番号】 100094145

【弁理士】

【氏名又は名称】 小野 由己男

【連絡先】 06-6316-5533

【選任した代理人】

【識別番号】 100111187

【弁理士】

【氏名又は名称】 加藤 秀忠

【選任した代理人】

【識別番号】 100121120

【弁理士】

【氏名又は名称】 渡辺 尚

【手数料の表示】

【予納台帳番号】 020905

【納付金額】 21,000円

【提出物件の目録】

【物件名】 明細書 1

【物件名】 図面 1

【物件名】 要約書 1

【プルーフの要否】 要

【書類名】 明細書

【発明の名称】 ダンパー機構

【特許請求の範囲】

【請求項 1】

トルクを伝達するとともに振り振動を吸収・減衰するためのダンパー機構であって、

第 1 回転部材と、

前記第 1 回転部材に相対回転可能に配置された第 2 回転部材と、

前記第 1 回転部材と前記第 2 回転部材とが相対回転すると圧縮されて、振り特性の小振り角度領域において低剛性の特性を実現する第 1 弾性部材と、

前記第 1 回転部材と前記第 2 回転部材が相対回転すると圧縮されて、振り特性の大振り角度領域において高剛性の特性を実現する第 2 弾性部材と、

前記第 1 弾性部材が圧縮されている間、および前記第 2 弾性部材が圧縮されている間に摩擦抵抗を発生する摩擦抵抗発生機構と、

所定角度範囲内では前記摩擦抵抗発生機構を作動させないための回転方向隙間を有する摩擦抵抗抑制機構と、

を備えたダンパー機構。

【請求項 2】

前記摩擦抵抗発生機構及び前記摩擦抵抗抑制機構は、前記第 1 弾性部材及び前記第 2 弾性部材に対して回転方向に並列に作用するように配置されている、請求項 1 に記載のダンパー機構。

【請求項 3】

前記第 1 弾性部材と前記第 2 弾性部材は回転方向に直列に作用するように配置されている、請求項 2 に記載のダンパー機構。

【請求項 4】

前記摩擦抵抗発生機構は、前記所定角度の両側において摩擦抵抗が段階的に大きくなる第 1 領域と、摩擦抵抗が一定の第 2 領域とを実現する、請求項 1 ～ 3 のいずれかに記載のダンパー機構。

【請求項 5】

前記摩擦抵抗発生機構は、前記第 1 領域において中間摩擦抵抗を発生する、請求項 4 に記載のダンパー機構。

【請求項 6】

前記摩擦抵抗発生機構は、前記第 1 領域において滑らかに大きくなる摩擦抵抗を発生する、請求項 4 に記載のダンパー機構。

【発明の詳細な説明】

【0 0 0 1】

【発明の属する技術分野】

本発明は、ダンパー機構、特に、トルクを伝達するとともに振り振動を吸収・減衰するためのダンパー機構に関する。

【0 0 0 2】

【従来の技術】

車輛に用いられるクラッチディスク組立体は、フライホイールに連結・切断されるクラッチ機能と、フライホイールからの振り振動を吸収・減衰するためのダンパー機能とを有している。一般に車両の振動には、アイドル時異音（ガラ音）、走行時異音（加速・減速ラトル、こもり音）及びティップイン・ティップアウト（低周波振動）がある。これらの異音や振動を取り除くことがクラッチディスク組立体のダンパーとしての機能である。

【0 0 0 3】

アイドル時異音とは、信号待ち等でシフトをニュートラルに入れ、クラッチペダルを放したときにトランスミッションから発生する「ガラガラ」と聞こえる音である。この異音が生じる原因は、エンジンアイドル回転付近ではエンジントルクが低く、エンジン爆発時のトルク変動が大きいことにある。このときにトランスミッションのインプットギアとカウンターギアとが歯打ち現象を起こしている。

【0 0 0 4】

ティップイン・ティップアウト（低周波振動）とは、アクセルペダルを急に踏んだり放したりしたときに生じる車体の前後の大きな振れである。駆動伝達系の剛性が低いと、タイヤに伝達されたトルクが逆にタイヤ側から駆動伝達系に伝わ

り、その揺り返しとしてタイヤに過大トルクが発生し、その結果車体を過渡的に前後に大きく振らす前後振動となる。

【0 0 0 5】

アイドリング時異音に対しては、クラッチディスク組立体の振じり特性においてゼロトルク付近が問題となり、そこでの振じり剛性は低い方が良好。一方、ティップイン・ティップアウトの前後振動に対しては、クラッチディスク組立体の振じり特性をできるだけソリッドにすることが必要である。

以上の問題を解決するために、2種類のばね部材を用いることにより2段特性を実現したクラッチディスク組立体が提供されている。そこでは、振じり特性における1段目（低振じり角度領域）における振じり剛性及びヒステリシストルクを低く抑えているために、アイドリング時の異音防止効果がある。また、振じり特性における2段目（高振じり角度領域）では振じり剛性及びヒステリシストルクを高く設定しているため、ティップイン・ティップアウトの前後振動を十分に減衰できる。

【0 0 0 6】

さらに、振じり特性2段目においてたとえばエンジンの燃焼変動に起因する微小振じり振動が入力されたときに、2段目の大摩擦機構を作動させないことで、微小振じり振動を効果的に吸収するダンパー機構も知られている。

【0 0 0 7】

【発明が解決しようとする課題】

上記ダンパー機構は、具体的には、以下の構造を有する摩擦抵抗発生機構を有することによって実現される。この摩擦抵抗発生機構は、高剛性のばね部材と回転方向に並列に作用するように全体が配置され、摩擦抵抗発生部と、それに対して回転方向に直列に作用するように配置された回転方向係合部とを有している。回転方向係合部は2つの部材の微小回転方向隙間を有している。

【0 0 0 8】

従来の技術では、微小振じり振動に対する回転方向隙間は振じり特性の2段目（大振じり角度領域）にのみ機能するように構成されている。

しかし、振じり特性の1段目（小振じり角度領域）においても、所定角度範囲以上

動作する際には大摩擦抵抗を発生させず、微少振り振動に対しては大摩擦抵抗を発生させないようにした方が震動減衰製の向上させる場合がある。

【0 0 0 9】

本発明の課題は、ダンパー機構において振り特性の 1 段目及び 2 段目の両方において、所定の摩擦抵抗を発生させつつ、微少振り振動に対しては所定の摩擦抵抗を発生させないことにより、振り振動減衰機能を向上させることにある。

【0 0 1 0】

【課題を解決するための手段】

請求項 1 に記載のダンパー機構は、トルクを伝達するとともに振り振動を吸収・減衰するためのダンパー機構であって、第 1 回転部材と第 2 回転部材と第 1 弾性部材と第 2 弾性部材と摩擦抵抗発生機構と摩擦抵抗抑制機構とを備えている。第 2 回転部材は、第 1 回転部材に相対回転可能に配置されている。第 1 弾性部材は、第 1 回転部材と第 2 回転部材とが相対回転すると圧縮されて、振り特性の小振り角度領域において低剛性の特性を実現する。第 2 弾性部材は、第 1 回転部材と第 2 回転部材が相対回転すると圧縮されて、振り特性の大振り角度領域において高剛性の特性を実現する。摩擦抵抗発生機構は、第 1 弾性部材が圧縮されている間、および第 2 弾性部材が圧縮されている間に摩擦抵抗を発生する。摩擦抵抗抑制機構は、所定角度範囲内では摩擦抵抗発生機構を作動させないための回転方向隙間を有する。

【0 0 1 1】

このダンパー機構では、第 1 回転部材と第 2 回転部材が相対回転すると、第 1 弾性部材と第 2 弾性部材が圧縮され、摩擦抵抗発生機構が摩擦抵抗を発生する。この結果、振り振動が速やかに吸収・減衰される。小振り角度領域では、第 1 弾性部材が圧縮されて低剛性の特性を実現する。大振り角度領域では、第 2 弾性部材が圧縮されて高剛性の特性を実現する。摩擦抵抗発生機構はいずれの領域においても作動して摩擦抵抗を発生する。しかし、微少振り振動に対しては、いずれの領域においても摩擦抵抗抑制機構の回転方向隙間によって、その角度範囲内では摩擦抵抗発生機構は作動しない。つまり、振り特性 1 段目における微少振り振動に対しても大きな摩擦抵抗は発生せず、振り振動減衰機能が向上する。

【 0 0 1 2 】

請求項 2 に記載のダンパー機構では、請求項 1 において、摩擦抵抗発生機構及び摩擦抵抗抑制機構は、第 1 弾性部材及び第 2 弾性部材に対して回転方向に並列に作用するように配置されている。

このダンパー機構では、摩擦抵抗発生機構と摩擦抵抗抑制機構は、第 1 弾性部材及び第 2 弾性部材に対して回転方向に並列に作用するように配置されているため、第 1 弾性部材作動時及び第 2 弾性部材作動時にそれぞれ機能することができる。

【 0 0 1 3 】

請求項 3 に記載のダンパー機構では、請求項 2 において、第 1 弾性部材と第 2 弾性部材は回転方向に直列に作用するように配置されている。

このダンパー機構では、第 1 弾性部材と第 2 弾性部材は回転方向に直列に作用するように配置されているが、第 1 弾性部材が圧縮されるときは第 2 弾性部材はほとんど圧縮されない。

【 0 0 1 4 】

請求項 4 に記載のダンパー機構では、請求項 1 ～ 3 のいずれかにおいて、摩擦抵抗発生機構は、所定角度の両側において摩擦抵抗が段階的に大きくなる第 1 領域と、摩擦抵抗が一定の第 2 領域とを実現する。

このダンパー機構では、第 2 領域で大きな摩擦抵抗を発生する前に、第 1 領域で摩擦抵抗が段階的に大きくなっていく。つまり、大摩擦抵抗発生時の高ヒステリシストルクの壁が存在しない。そのため、ダンパー機構において高ヒステリシストルク発生時のツメのたたき音が減少する。

【 0 0 1 5 】

請求項 5 に記載のダンパー機構では、請求項 4 において、摩擦抵抗発生機構は、第 1 領域において中間摩擦抵抗を発生する。

このダンパー機構では、第 2 領域で大きな摩擦抵抗を発生する前に、第 1 領域で中間摩擦抵抗が発生する。つまり、大摩擦抵抗発生時の高ヒステリシストルクの壁が存在しない。そのため、ダンパー機構において高ヒステリシストルク発生時のツメのたたき音が減少する。

【0016】

請求項6に記載のダンパー機構では、請求項4において、摩擦抵抗発生機構は、第1領域において滑らかに大きくなる摩擦抵抗が発生する。

このダンパー機構では、第2領域で大きな摩擦抵抗が発生する前に、第1領域で滑らかに大きくなる摩擦抵抗が発生する。つまり、大摩擦抵抗発生時の高ヒステリシストルクの壁が存在しない。そのため、ダンパー機構において高ヒステリシストルク発生時のツメのたたき音が減少する。

【0017】

【発明の実施の形態】

1. 第1実施形態

(1) 構成

①全体構造

図1及び図2に示す本発明の一実施形態としてのクラッチ装置1は、エンジン側のクランクシャフト2とトランスミッション側の入力シャフト3との間でトルクを断続するための装置である。クラッチ装置1は、主に、第1フライホイール組立体4と、第2フライホイール組立体5と、クラッチカバー組立体8と、クラッチディスク組立体9と、リリース装置10とから構成されている。なお、第1フライホイール組立体4と第2フライホイール組立体5との組み合わせによって、ダンパー機構6を含むフライホイールダンパー11（後述）が構成されている。

【0018】

なお、図1及び図2のO-Oがクラッチ装置1の回転軸線であり、図1及び図2の左側にはエンジン（図示せず）が配置されており、右側にはトランスミッション（図示せず）が配置されている。以後、図1及び図2において左側を軸方向エンジン側といい、右側を軸方向トランスミッション側という。また、図3において矢印R1の向きが駆動側（回転方向正側）であり、矢印R2の向きが反駆動側（回転方向負側）である。

【0019】

②第1フライホイール組立体

第1フライホイール組立体4は、クランクシャフト2の先端に固定されている。第1フライホイール組立体4は、クランクシャフト2側に大きな慣性モーメントを確保するための部材である。第1フライホイール組立体4は、主に、円板状部材13と、環状部材14と、支持プレート39（後述）とから構成されている。円板状部材13は内周端が複数のボルト15によってクランクシャフト2の先端に固定されている。円板状部材13には、ボルト15に対応する位置にボルト貫通孔13aが形成されている。ボルト15はクランクシャフト2に対して軸方向トランスミッション側から取り付けられている。環状部材14は、厚肉ブロック状の部材であり、円板状部材13の外周端の軸方向トランスミッション側に固定されている。円板状部材13の外周端は溶接等によって環状部材14に固定されている。さらに、環状部材14の外周面にはエンジン始動用リングギア17が固定されている。なお、第1フライホイール組立体4は一体の部材から構成されていてもよい。

【0020】

円板状部材13の外周部の構造について詳細に説明する。図5に示すように、円板状部材13の外周部は平坦な形状であり、その軸方向トランスミッション側には摩擦材19が貼られている。摩擦材19は、複数の弧状部材から構成されており、全体で環状になっている。摩擦材19は、相対回転抑制機構24（後述）において、第1フライホイール組立体4と第2フライホイール組立体5が連結するときのショックを緩和する部材として機能しており、さらに連結時の相対回転の早期停止に貢献している。なお、摩擦材19は円板状プレート22（後述）に固定されていてもよい。

【0021】

さらに、円板状部材13の外周縁には、図5に示すように、軸方向トランスミッション側に延びる筒状部20が形成されている。筒状部20は、環状部材14の内周面に支持されており、その先端に複数の切り欠き20aが形成されている。切り欠き20aは、所定角度だけ回転方向に延びている。また、切り欠き20aは筒状部20において軸方向に突出する部分によって構成されていると考えてもよい。

【0022】

③第2フライホイール組立体

第2フライホイール組立体5は、主に、摩擦面付きフライホイール21と、円板状プレート22とから構成されている。摩擦面付きフライホイール21は、環状かつ円板状の部材であり、第1フライホイール組立体4の外周側部分の軸方向トランスミッション側に配置されている。摩擦面付きフライホイール21には、軸方向トランスミッション側に第1摩擦面21aが形成されている。第1摩擦面21aは、環状かつ平坦な面であり、後述するクラッチディスク組立体9が連結される部分である。摩擦面付きフライホイール21には、さらに、軸方向エンジン側に第2摩擦面21bが形成されている。第2摩擦面21bは、環状かつ平坦な面であり、後述する摩擦抵抗発生機構7の摩擦摺動面として機能している。第2摩擦面21bは、第1摩擦面21aに比べて、外径はわずかに小さいものの、内径は大幅に大きい。したがって、第2摩擦面21bの有効半径は第1摩擦面21aの有効半径より大きい。なお、第2摩擦面21bは、摩擦材19に対して軸方向に対向している。

【0023】

円板状プレート22について説明する。円板状プレート22は、第1フライホイール組立体4と摩擦面付きフライホイール21との軸方向間に配置された部材である。円板状プレート22は、外周部が複数のリベット23によって摩擦面付きフライホイール21の外周部に固定されており、摩擦面付きフライホイール21と一体回転する部材として機能する。具体的に説明すると、円板状プレート22は、外周縁側から、外周固定部25と、外周側筒状部26と、当接部27と、内周側筒状部28の順番で構成されている。外周固定部25は、摩擦面付きフライホイール21の外周部の軸方向エンジン側面に当接した平板状部分であり、前述のリベット23によって摩擦面付きフライホイール21の外周部に固定されている。筒状部26は、外周固定部25の内周縁から軸方向エンジン側に延びる部分であり、円板状部材13の筒状部20の内周側に位置している。筒状部26には、複数の切り欠き26aが形成されている。切り欠き26aは、筒状部20の切り欠き20aに対応して形成されている。当接部27は、円板状かつ平板状の

部分であり、摩擦材 19 に対応している。当接部 27 は、摩擦面付きフライホイール 21 の第 2 摩擦面 21b に対して軸方向に空間を介して対向している。この空間内に、後述する摩擦抵抗発生機構 7 の各部材が配置されている。このように摩擦抵抗発生機構 7 は第 2 フライホイール組立体 5 の円板状プレート 22 の当接部 27 と摩擦面付きフライホイール 21 との間に配置されているため、省スペースの構造が実現される。内周側筒状部 28 は、軸方向トランスミッション側に延びており、先端が摩擦面付きフライホイール 21 に近接している。内周側筒状部 28 の根元側外周面 28a は先端側外周面 28b より径が大きくなっており、両者の境界には段差部が形成されている。

【0024】

第 1 フライホイール組立体 4 の支持プレート 39 は、第 2 フライホイール組立体 5 を第 1 フライホイール組立体 4 に対して半径方向に支持するための部材である。支持プレート 39 は、円板状部 39a と、その内周縁から軸方向トランスミッション側に延びる筒状部 39b とから構成されている。円板状部 39a は、クランクシャフト 2 の先端面と円板状部材 13 との軸方向間に配置されている。円板状部 39a には、ボルト貫通孔 13a に対応してボルト貫通孔 39c が形成されている。以上の構造により、支持プレート 39 は、円板状部材 13 及び入力側円板状プレート 32 とともに、ボルト 15 によってクランクシャフト 2 に固定されている。

【0025】

摩擦面付きフライホイール 21 の内周面は、ブッシュ 47 を介して、支持プレート 39 の筒状部 39b の外周面に支持されている。このようにして、摩擦面付きフライホイール 21 は支持プレート 39 によって第 1 フライホイール組立体 4 及びクランクシャフト 2 に対して芯出しされている。

④ダンパー機構

ダンパー機構 6 について説明する。ダンパー機構 6 は、クランクシャフト 2 と摩擦面付きフライホイール 21 とを回転方向に弾性的に連結するための機構であり、複数のコイルスプリング 33 を含む高剛性ダンパー 38 と、摩擦抵抗発生機構 7 とから構成されている。ダンパー機構 6 は、さらに、振り角度の小さな領域

で低剛性の特性を発揮するための低剛性ダンパー 37 を含んでいる。なお、図 20 に示すように、低剛性ダンパー 37 と高剛性ダンパー 38 とはトルク伝達系において回転方向に直列に作用するように、さらには摩擦抵抗発生機構 7 に対して回転方向に並列に作用するように配置されている。

【0026】

一对の出力側円板状プレート 30, 31 は、軸方向エンジン側の第 1 プレート 30 と、軸方向トランスミッション側の第 2 プレート 31 とから構成されている。両プレート 30, 31 は、円板状部材であり、軸方向に所定の間隔を空けて配置されている。各プレート 30, 31 には、円周方向に並んだ複数の窓部 30a, 31a がそれぞれ形成されている。窓部 30a, 31a は、後述するコイルスプリング 33 を軸方向及び回転方向に支持するための構造であり、コイルスプリング 33 を軸方向に保持しかつその円周方向両端に当接する切り起こし部を有している。窓部 30a, 31a は、図 9 に示すように、一对の回転方向端面 94 と、外周側支持部 95 と、内周側支持部 96 とから構成されている。回転方向端面 94 と内周側支持部 96 はそれぞれ概ね半径方向及び回転方向にストレートに延びており、外周側支持部 95 は回転方向に沿って弧状に延びている。

【0027】

第 2 プレート 31 の構造についてさらに詳細に説明する。第 2 プレート 31 の円板状本体には、円周方向に並んだ 4 個の窓部 31a が形成されており、各窓部 31a の円周方向間には後述するリベット 68 用の孔 69 が形成されている。第 2 プレート 31 の円板状本体の外周縁には、図 3 及び図 4 に示すように、軸方向エンジン側すなわち第 1 プレート 30 側に延びる複数のプレート連結部 40 が一体に形成されている。プレート連結部 40 は、軸方向延長部 41 と、その先端から半径方向内側に延びる固定部 42 とから構成されている。延長部 41 の先端は概ね第 1 プレート 30 の外周側まで軸方向に延びている。延長部 41 は、主面が半径方向両側を向いており、すなわち、半径方向幅がプレートの板厚と一致している。固定部 42 は第 1 プレート 30 の軸方向トランスミッション側面に当接しており、さらにリベット 68 によって固定されている。このようにして、プレート 30, 31 は、一体回転するように互いに固定され、また軸方向の距離も維持

されている。

【0028】

入力側円板状プレート 32 は、プレート 30, 31 の間に配置された円板状の部材である。入力側円板状プレート 32 は円周方向に延びる複数の窓孔 32a を有しており、その窓孔 32a 内にコイルスプリング 33 及び小コイルスプリング 45 が配置されている。窓孔 32a は、図 8 に示すように、一対の回転方向端面 91 と、外周側支持部 92 と、内周側支持部 93 とから構成されている。回転方向端面 91 は概ね半径方向にストレートに延びており、外周側支持部 92 及び内周側支持部 93 は回転方向に沿って弧状に延びている。入力側円板状プレート 32 において窓孔 32a の円周方向間部分には、後述するリベット 68 が軸方向に通過可能な切り欠き 32b が形成されている。また、入力側円板状プレート 32 の外周縁には、図 3 及び図 4 に示すように、延長部 41 から回転方向に離れているが当接可能な当接部 32c が形成されている。以上より、この実施形態ではプレート連結部 40 と当接部 32c によって、ダンパー機構 6 のストッパー機構が構成されている。ただし、他の部分によってストッパー機構を構成していてもよい。

【0029】

各コイルスプリング 33 は、大小のばねが組み合わされた親子ばねである。各コイルスプリング 33 は、各窓孔 32a 及び窓部 30a, 31a 内に收容され、半径方向両側と回転方向両側とを支持されている。また、各コイルスプリング 33 は、窓部 30a, 31a によって軸方向両側も支持されている。

次に、出力側円板状プレート 30, 31 と摩擦面付きフライホイール 21 とを連結する連結構造 34 について説明する。連結構造 34 はボルト 35 とナット 36 とから構成されている。第 2 プレート 31 の内周縁には、図 3 及び図 4 に示すように、軸方向トランスミッション側に切り起こされた複数の固定部 31b が形成されている。第 2 プレート 31 の円板状本体は摩擦面付きフライホイール 21 の軸方向エンジン側の面からわずかに離れて配置されているが、固定部 31b は摩擦面付きフライホイール 21 の軸方向エンジン側の面に当接している。各固定部 31b には、軸方向トランスミッション側に突出するボルト 35 が溶接によっ

て固定されている。摩擦面付きフライホイール 21 において固定部 31b 及びボルト 35 に対応する位置には、凹部 21c と孔 21d とが形成されている。凹部 21c は摩擦面付きフライホイール 21 の軸方向トランスミッション側に形成されており、孔 21d は凹部 21c の中心を軸方向に貫通している。前述のボルト 35 は孔 21d 内に軸方向エンジン側から挿入されている。ナット 36 は、凹部 21c 及び孔 21d に対して軸方向トランスミッション側から配置されており、ボルト 35 に螺合し、さらに凹部 21c の底面に着座している。

【0030】

④-2 低剛性ダンパー

低剛性ダンパー 37 は、主に小コイルスプリング 45 から構成されている。小コイルスプリング 45 は、コイルスプリング 33 に比べて、自由長、線径およびコイル径が大幅に小さく、剛性も極端に小さい。小コイルスプリング 45 は、図 3 に示すように、4 つの窓孔 32a のうち半径方向に対向する 2 つの（図 3 の上下）窓孔 32a 内において、コイルスプリング 33 の回転方向両側に配置されている。小コイルスプリング 45 の回転方向外側端は、窓孔 32a および窓部 30a, 31a によって回転方向に支持されている。したがって、小コイルスプリング 45 は、コイルスプリング 33 と直列に作用するようになっている。なお、4 つの窓孔 32a のうち半径方向に対向する 2 つの（図 3 の左右）窓孔 32a 内において、コイルスプリング 33 の回転方向両端と窓孔 32a の回転方向端との間には、所定角度の回転方向隙間 79 が確保されている。

【0031】

さらに詳細に説明すると、図 8 及び図 9 に示すように、小コイルスプリング 45 とコイルスプリング 33 との間には、第 1 スプリングシート 70 が配置されている。第 1 スプリングシート 70 は、図 14 ~ 図 17 に詳細に示すように、円板形状の支持部 81 と、第 1 突起 82 と、第 2 突起 83 とから構成されている。支持部 81 は、コイルスプリング 33 の大スプリング 33a の回転方向端面が当接する環状の第 1 支持面 81a を有している。第 1 突起 82 は、第 1 支持面 81a から突出しており、コイルスプリング 33 の小スプリング 33b の回転方向端面が当接する環状の第 2 支持面 82a と、大スプリング 33a の内周面が当接する

第1外周面82bとを有している。第2突起83は、第1突起82の第2支持面82aから突出しており、平坦な先端面83aと、小スプリング33bの内周面が当接する第2外周面83bとを有している。なお、支持部81において第1支持面81aと反対側には、第2支持面81bが形成されている。第2支持面81bは、入力側円板状プレート32の窓孔32aの回転方向端面91から回転方向に離れている(図8)が、第1プレート30及び第2プレート31の窓部30a, 31aの回転方向端面94に当接又は近接している。

【0032】

第1スプリングシート70は、さらに、第1及び第2突起82, 83と反対側の面に、小コイルスプリング45が挿入されるための凹部85を有している。凹部85は、図16及び図17に示すように、主に、第1部分86と、第2部分87とから構成されている。凹部85の第1部分86は、回転方向に見て円形の凹部であり、第2突起83に相当する部分に形成されている。凹部85の第2部分87は、第1部分86につながる開口部分であり、第1部分86から開口側に向かって徐々に半径方向両側に広がっていく半径方向面89, 90を有している。また、半径方向面89, 90と開口部との間には半径方向に延びる直線面89a, 90aが確保されている。小コイルスプリング45の一端は、図22に示すように、第1スプリングシート70の凹部85内に配置され、さらにその先端部は凹部85の第1部分86内に挿入されている。第1スプリングシート70の先端は、トルク伝達可能となるように、凹部85の第1部分86の底面に当接している。また、第1スプリングシート70の先端部の外周面は、凹部85の第1部分の外周面に当接又は近接して嵌合している。以上に述べた状態において、図22に示すように、小コイルスプリング45と半径方向内側の半径方向面88との間には半径方向に小さな隙間が確保され、小コイルスプリング45と半径方向外側の半径方向面89との間には半径方向に大きな隙間が確保されている。

【0033】

第2スプリングシート71は、図10～図13に示すように、本体部72と、一对の係合用突起73, 74とから構成されている。本体部72は、軸方向に延びる概ね円柱形状の部分であり、図12及び図13に示すように、小コイルスプ

リング 45 側の側面に第 1 凹部 77 を有し、反対側の側面に第 2 凹部 74 を有している。第 2 凹部 74 は、半径方向両側が開放された切り欠き形状であり、回転方向を向く第 1 面 74a と、軸方向に互いに向く第 2 及び第 3 面 74b, 74c とを有している。また、言い換えると、半径方向に延びる上下一対の突起 75, 76 によって第 2 凹部 74 が形成されていると考えてもよい。図 18 に示すように、入力側円板状プレート 32 の窓孔 32a において、回転方向端面 91 は、さらに回転方向外側に凹んだ凹み部 97 を有している。凹み部 97 は、回転方向を向く直線状の第 1 面 97a と、その両側の第 2 面 97b とを有している。第 2 スプリングシート 71 は、図 18 に示すように、回転方向端面 91 に対して、回転方向には着脱可能であるが、係合状態では半径方向及び軸方向に移動不能となっている。詳細に説明すると、凹み部 97 の第 1 面 97a が第 2 スプリングシート 71 の第 2 凹部 74 の第 1 面 74a に当接しており、そのため、第 2 スプリングシート 71 から回転方向端面 91 にトルクが伝達されるようになっている。また、第 1 面 97a の近辺部分が、突起 75, 76 の軸方向間に配置されているため、第 2 スプリングシート 71 が入力側円板状プレート 32 から軸方向に離れることがない。さらに、第 2 スプリングシート 71 の本体部 72 の外周面が凹み部 97 の第 2 面 97b に当接しているため、第 2 スプリングシート 71 が入力側円板状プレート 32 から半径方向に離れることがない。

【0034】

第 1 凹部 77 は、図 13 に示すように、半径方向に見ると円形の凹部であり、底面 77a と、周面 77b とを有している。第 1 凹部 77 内には、小コイルスプリング 45 の一端が挿入されている。小コイルスプリング 45 の一端の回転方向端面は第 1 凹部 77 の底面 77a に当接しており、トルク伝達可能となっている。また、小コイルスプリング 45 の一端の外周面は第 1 凹部 77 の周面 77b に当接又は近接することで嵌合しており、第 2 スプリングシート 71 から脱落不能となっている。

【0035】

図 19 に示すように、第 1 プレート 30 及び第 2 プレート 31 の窓部 30a, 31a の回転方向端面 94 には、さらに回転方向外側に凹んだ凹み部 98 が形成

されている。凹み部 98 は半円形状を有している。第 2 スプリングシート 71 は、図 19 に示すように、回転方向端面 94 に対して、回転方向には着脱可能であるが、係合状態では半径方向及び軸方向に移動不能となっている。詳細に説明すると、第 1 及び第 2 突起 73, 74 の面 73 a, 74 a が凹み部 98 に対して回転方向から係合している。そのため、第 2 スプリングシート 71 から回転方向端面 94 にトルクが伝達されるようになっており、また、第 2 スプリングシート 71 が第 1 プレート 30 及び第 2 プレート 31 から半径方向に離れることがない。また、凹み部 98 の近辺部分が、本体部 72 の軸方向両側面 72 a に軸方向両側から近接して配置されているため、第 2 スプリングシート 71 が第 1 プレート 30 及び第 2 プレート 31 から軸方向に離れることがない。

【0036】

以上に述べた構造において、低剛性ダンパー 37 がコイルスプリング 33 同士の回転方向間に配置されているため、ダンパー機構 6 の径が必要以上に大きくなる。特に小コイルスプリング 45 は、軸方向に見た場合に、コイルスプリング 33 の最内周縁と最外周縁によって規定される環状領域内に完全に入っているため、ダンパー機構 6 の径が必要以上に大きくなる。

【0037】

さらに、小コイルスプリング 45 は、コイルスプリング 33 の回転方向両側に隣接して配置され、さらに具体的には窓孔 32 a 等内に配置されているため、ダンパー機構 6 全体の小型化・省スペース化を実現できる。

④-3 摩擦抵抗発生機構

摩擦抵抗発生機構 7 は、クランクシャフト 2 と摩擦面付きフライホイール 21 との回転方向間でコイルスプリング 33 と並列に機能する機構であり、クランクシャフト 2 と摩擦面付きフライホイール 21 が相対回転すると所定の摩擦抵抗（ヒステリシストルク）を発生する。摩擦抵抗発生機構 7 は、摩擦面付きフライホイール 21 の第 2 摩擦面 21 b と円板状プレート 22 の当接部 27 との間に配置され互いに当接する複数のワッシャによって構成されている。摩擦抵抗発生機構 7 は、図 5 及び図 6 に示すように、当接部 27 から摩擦面付きフライホイール 21 に向かって順番に、コーンスプリング 43、出力側フリクションプレート 44

、入力側フリクションプレート 63 及びフリクションワッシャ 61 を有している。このように円板状プレート 22 は摩擦抵抗発生機構 7 を摩擦面付きフライホイール 21 側に保持する機能も有しているため、部品点数が少なくなり、構造が簡単になる。

【0038】

コンスプリング 43 は、各摩擦面に対して軸方向に荷重を付与するための部材であり、当接部 27 と出力側フリクションプレート 44 との間に挟まれて圧縮されており、そのため両部材に対して軸方向に一定の付勢力を与えている。出力側フリクションプレート 44 は外周縁に形成された爪部 44a が円板状プレート 22 の切り欠き 26a に係合しており、この係合によって出力側フリクションプレート 44 は、円板状プレート 22 及び摩擦面付きフライホイール 21 に対して、相対回転は不能であるが軸方向に移動可能となっている。なお、出力側フリクションプレート 44 は内周面が円板状プレート 22 の内周側筒状部 28 の根元側外周面 28a に当接して、半径方向に位置決めされている。

【0039】

フリクションワッシャ 61 は、図 7 に示すように、回転方向に並んで配置された複数の部材であり、それぞれが弧状に延びている。各フリクションワッシャ 61 は、出力側フリクションプレート 44 と摩擦面付きフライホイール 21 の第 2 摩擦面 21b との間に挟まれている。つまり、フリクションワッシャ 61 の軸方向エンジン側面 61a は出力側フリクションプレート 44 に摺動可能に当接しており、フリクションワッシャ 61 の軸方向トランスミッション側面 61b は摩擦面付きフライホイール 21 の第 2 摩擦面 21b に摺動可能に当接している。図 24 に示すように、フリクションワッシャ 61 の外周面 61c には、凹部 62 が形成されている。凹部 62 は、概ね回転方向中心に形成され、具体的には、回転方向に延びる底面 62a と、その両端から回転方向外側に向かって斜めに延びる傾斜面 62b とを有している。傾斜部 62b、回転方向外側にいくにしたがって徐々に浅くなるように（凹部の半径方向寸法が短くなるように）形成されている。なお、フリクションワッシャ 61 の内周面 61d は、回転方向中心部が内周側筒状部 28 の先端側外周面 28b に近接しているが、回転方向両端は外側にいくに

従って徐々に外周面 28 b から離れるようになっている。つまり、フリクションワッシャ 61 は、筒状部 28 に対して回転方向両端が揺動可能になっている。

【0040】

入力側フリクションプレート 63 は、フリクションワッシャ 61 の外周側に配置された円板状部分 63 a を有している。入力側フリクションプレート 63 の外周縁には、複数の突起 63 b が形成されている。

突起 63 b は、切り欠き 26 a に対応して形成されており、半径方向外側に延びる突起部 63 c と、その先端から軸方向エンジン側に延びる爪部 63 d とから構成されている。突起部 63 c は切り欠き 26 a 内を半径方向に貫通しており、爪部 63 d は、筒状部 26 の外周側に位置しており、円板状部材 13 の筒状部 20 の切り欠き 20 a 内に軸方向トランスミッション側から延びている。爪部 63 d の回転方向幅は切り欠き 20 a の回転方向幅と等しく、そのため爪部 63 d は切り欠き 20 a 内を回転方向に移動不能である。

【0041】

入力側フリクションプレート 63 の円板状部分 63 a には、フリクションワッシャ 61 の外周面 61 c にわずかな隙間を空けて対向する内周面 64 と、そこから半径方向内側に延び凹部 62 内にそれぞれ配置された複数の凸部 65 とが設けられている。凸部 65 と凹部 62 とによって、摩擦抵抗発生機構 7 における係合部分 78 が形成されている。以下、係合部分 78 について詳細に説明する。凸部 65 は、概ね四角形状であり、角部 65 a が丸くなっている。凸部 65 は、凹部 62 の底面 62 a に近接しており、角部 65 a と傾斜面 62 b のそれぞれとの間には、所定角度（例えば、4° ずつ）の回転方向隙間 79 が確保されている。両角度の合計が、フリクションワッシャ 61 が入力側フリクションプレート 63 に対して相対回転可能な所定角度の大きさとなる。なお、この実施形態では、前記合計の振り角度は 8° であり（図 21 を参照）、この角度はエンジンの燃焼変動に起因する微少振り振動により生じるダンパー作動角に等しい又はわずかに越える範囲にあることが好ましい。

【0042】

以上に述べたように、フリクションワッシャ 61 は、出力側の部材である摩擦

面付きフライホイール 2 1 及び出力側フリクションプレート 4 4 に摩擦係合し、入力側の部材である入力側フリクションプレート 6 3 に対して係合部分 7 8 の回転方向隙間 7 9 を介してトルク伝達可能に係合している。

ここでは、摩擦面付きフライホイール 2 1 の第 2 摩擦面 2 1 b が摩擦抵抗発生機構 7 の摩擦面を構成しているため、部品点数が少なくなり、構造が簡単になる。

【 0 0 4 3 】

⑤クラッチカバー組立体

クラッチカバー組立体 8 は、弾性力によってクラッチディスク組立体 9 の摩擦フェーシング 5 4 を摩擦面付きフライホイール 2 1 の第 1 摩擦面 2 1 a に付勢するための機構である。クラッチカバー組立体 8 は、主に、クラッチカバー 4 8 と、プレッシャープレート 4 9 と、ダイヤフラムスプリング 5 0 とから構成されている。

【 0 0 4 4 】

クラッチカバー 4 8 は、板金製の円盤状部材であり、外周部がボルト 5 1 によって摩擦面付きフライホイール 2 1 の外周部に固定されている。

プレッシャープレート 4 9 は、例えば鋳鉄製の部材であり、クラッチカバー 4 8 の内周側において摩擦面付きフライホイール 2 1 の軸方向トランスミッション側に配置されている。プレッシャープレート 4 9 は、摩擦面付きフライホイール 2 1 の第 1 摩擦面 2 1 a 対向する押圧面 4 9 a を有している。また、プレッシャープレート 4 9 において押圧面 4 9 a と反対側の面にはトランスミッション側に突出する複数の弧状突出部 4 9 b が形成されている。プレッシャープレート 4 9 は、弧状に延びる複数のストラッププレート 5 3 によってクラッチカバー 4 8 に相対回転不能にかつ軸方向に移動可能に連結されている。なお、クラッチ連結状態ではプレッシャープレート 4 9 に対してストラッププレート 5 3 が摩擦面付きフライホイール 2 1 から離れる方向への荷重を付与している。

【 0 0 4 5 】

ダイヤフラムスプリング 5 0 は、プレッシャープレート 4 9 とクラッチカバー 4 8 との間に配置された円板状部材であり、環状の弾性部 5 0 a と、弾性部 5 0

a から内周側に延びる複数のレバー部 5 0 b とから構成されている。弾性部 5 0 a の外周縁部はプレッシャープレート 4 9 の突出部 4 9 b に軸方向トランスミッション側から当接している。

【 0 0 4 6 】

クラッチカバー 4 8 の内周縁には、軸方向エンジン側に延びさらに外周側に折り曲げられたタブ 4 8 a が複数形成されている。タブ 4 8 a は、ダイヤフラムスプリング 5 0 の孔を貫通してプレッシャープレート 4 9 側に延びている。このタブ 4 8 a によって支持された 2 個のワイヤリング 5 2 が、ダイヤフラムスプリング 5 0 の弾性部 5 0 a の内周部の軸方向両側を支持している。この状態で、弾性部 5 0 a は、軸方向に圧縮されており、プレッシャープレート 4 9 とクラッチカバー 4 8 とに軸方向に弾性力を付与している。

【 0 0 4 7 】

⑥クラッチディスク組立体

クラッチディスク組立体 9 は、摩擦面付きフライホイール 2 1 の第 1 摩擦面 2 1 a とプレッシャープレート 4 9 の押圧面 4 9 a との間に配置される摩擦フェーシング 5 4 を有している。摩擦フェーシング 5 4 は、円板状かつ環状のプレート 5 5 を介してハブ 5 6 に固定されている。ハブ 5 6 の中心孔には、トランスミッション入力シャフト 3 がスプライン係合している。

【 0 0 4 8 】

⑦レリーズ装置

レリーズ装置 1 0 は、クラッチカバー組立体 8 のダイヤフラムスプリング 5 0 を駆動することでクラッチディスク組立体 9 に対してクラッチレリーズ動作を行うための機構である。レリーズ装置 1 0 は、主に、レリーズベアリング 5 8 と、図示しない油圧シリンダ装置とから構成されている。レリーズベアリング 5 8 は、主にインナーレースとアウターレースとその間に配置された複数の転動体とからなり、ラジアル荷重及びスラスト荷重を受けることが可能となっている。レリーズベアリング 5 8 のアウターレースには、筒状のリテーナ 5 9 が装着されている。リテーナ 5 9 は、アウターレースの外周面に当接する筒状部と、筒状部の軸方向エンジン側端から半径方向内側に延びアウターレースの軸方向トランス

ミッション側面に当接する第1フランジと、筒状部の軸方向エンジン側端から半径方向外側に延びる第2フランジとを有している。第2フランジには、ダイヤフラムスプリング50のレバー部50bの半径方向内側端に軸方向エンジン側から当接する環状の支持部が形成されている。

【0049】

油圧室シリンダ装置は、油圧室構成部材と、ピストン60とから主に構成されている。油圧室構成部材はその内周側に配置された筒状のピストン60との間に油圧室を構成している。油圧室内には油圧回路から油圧が供給可能となっている。ピストン60は、概ね筒状の部材であり、リリースベアリング58のインナーレースに対して軸方向トランスミッション側から当接するフランジを有している。この状態で、油圧回路から油圧室に作動油が供給されると、ピストン60はリリースベアリング58を軸方向エンジン側に移動させる。

【0050】

⑧第1フライホイール組立体と第2フライホイール組立体との連結

以上に述べたように、第1フライホイール組立体4と第2フライホイール組立体5は、それぞれ別個独立の組立体を構成しており、軸方向に着脱自在に組み付けられている。具体的には、第1フライホイール組立体4と第2フライホイール組立体5は、外周側から、筒状部20と入力側フリクションプレート63との係合、円板状部材13と当接部27との係合（相対回転抑制機構24）、第2プレート31と摩擦面付きフライホイール21との係合（連結構造34）、及び支持プレート39と摩擦面付きフライホイール21との係合（ブッシュ47）によって、互いに係合している。また、両者は所定範囲であれば軸方向に移動可能となっており、具体的には、第2フライホイール組立体5は第1フライホイール組立体4に対して、当接部27が摩擦材19に対してわずかに離反する位置と当接する位置との間で軸方向に移動可能である

(2) 動作

①トルク伝達

このクラッチ装置1では、エンジンのクランクシャフト2からのトルクは、フライホイールダンパー11に輸入され、第1フライホイール組立体4から第2フ

ライホイール組立体 5 に対してダンパー機構 6 を介して伝達される。ダンパー機構 6 では、トルクは、入力側円板状プレート 32、小コイルスプリング 45、コイルスプリング 33、出力側円板状プレート 30、31 の順番で伝達される。さらに、トルクは、フライホイールダンパー 11 から、クラッチ連結状態でクラッチディスク組立体 9 に伝達され、最後に入力シャフト 3 に出力される。

【0051】

②振り振動の吸収・減衰

クラッチ装置 1 にエンジンからの燃焼変動が入力されると、ダンパー機構 6 において入力側円板状プレート 32 と出力側円板状プレート 30、31 とが相対回転し、その間で小コイルスプリング 45 及びコイルスプリング 33 が圧縮される。さらに、摩擦抵抗発生機構 7 が所定のヒステリシストルクを発生する。以上の作用により振り振動が吸収・減衰される。

【0052】

小コイルスプリング 45 及びコイルスプリング 33 の圧縮は、具体的には、入力側円板状プレート 32 の窓孔 32a の回転方向端面 91 と出力側円板状プレート 30、31 の窓部 30a、31a の回転方向端面 94 との間で行われる。さらに具体的には、振り角度の小さな領域では、小コイルスプリング 45 (2 個) が圧縮され、低剛性の特性が得られる (このとき、コイルスプリング 33 はほとんど圧縮されない)。さらに詳細に説明すると、図 22 の中立状態から入力側円板状プレート 32 が第 1 プレート 30 及び第 2 プレート 31 に対して例えば回転方向 R1 側に振れると、コイルスプリング 33 の回転方向 R2 側の小コイルスプリング 45 が、第 1 スプリングシート 70 と第 2 スプリングシート 71 との間で回転方向に圧縮されていく。このとき、トルクは、入力側円板状プレート 32 の窓孔 32a の回転方向 R2 側の回転方向端面 91 から、回転方向 R2 側の第 2 スプリングシート 71、小コイルスプリング 45 及び第 1 スプリングシート 70 を介してコイルスプリング 33 に伝達され、さらに回転方向 R1 側の第 1 スプリングシート 70 からプレート 30、31 の窓部 30a、31a の回転方向 R2 側の回転方向端面 94 に伝達される。やがて、図 23 に示すように、窓孔 32a の回転方向端面 91 が第 1 スプリングシート 70 の支持部 81 の第 2 支持面 81b に当

接すると同時に、第 2 スプリングシート 7 1 の本体部 7 2 の一部が、第 1 スプリングシート 7 0 の凹部 8 5 の半径方向外側の半径方向面 8 9 に当接する。この当接により、小コイルスプリング 4 5 の圧縮が停止する。以上に述べたように、小コイルスプリング 4 5 が入力側円板状プレート 3 2 の窓穴 3 2 a 内においてコイルスプリング 3 3 の回転方向側に配置されているため、省スペース化及び構造の簡略化という効果が得られる。また、第 1 スプリングシート 7 0 の半径方向外側の半径方向面 8 9（小コイルスプリング側の半径方向外側）が小コイルスプリング 4 5 から離れるように傾斜しているため、小コイルスプリング 4 5 が圧縮されるときに、第 1 スプリングシート 7 0 による姿勢の拘束が生じない。この結果、小コイルスプリング 4 5 が第 1 スプリングシート 7 0 に摺動せず、摩耗が発生しにくい。さらに小コイルスプリング 4 5 の圧縮姿勢が正しく維持されて、所望の荷重が得られる。

【0 0 5 3】

続いて振り角度の大きな領域では、コイルスプリング 3 3 が圧縮され、高剛性の特性が得られる。より正確には、4 個のコイルスプリング 3 3 が並列に圧縮される。

摩擦抵抗発生機構 7 では、フリクションワッシャ 6 1 は、入力側フリクションプレート 6 3 と一体回転し、出力側フリクションプレート 4 4 及び摩擦面付きフライホイール 2 1 と相対回転する。この結果、フリクションワッシャ 6 1 が出力側フリクションプレート 4 4 と摩擦面付きフライホイール 2 1 に摺動して比較的大きな摩擦抵抗を発生する。

【0 0 5 4】

②-1 微少振り振動

次に、エンジンの燃焼変動に起因する微小振り振動がクラッチ装置 1 に入力されたときのダンパー機構 6 の動作を、図 2 0 の機械回路図と図 2 1 及び図 2 7～図 2 9 の振り特性線図を用いて説明する。なお、図 2 0 においては、第 1 スプリングシート 7 0 及び第 2 スプリングシート 7 1 は省略されている。

【0 0 5 5】

微少振り振動が入力されると、摩擦抵抗発生機構 7 の入力側フリクションプレ

ート 63 は、凸部 65 と凹部 62 との間の微少回転方向隙間において、フリクションワッシャ 61 に対して相対回転する。つまり、フリクションワッシャ 61 は入力側フリクションプレート 63 によって駆動されず、したがってフリクションワッシャ 61 は摩擦面付きフライホイール 21 等に対して回転しない。この結果、微小振じり振動に対しては高ヒステリシストルクが発生しない。すなわち図 21 の振り特性線図において例えば「AC2HYS」ではコイルスプリング 33 が作動するが、摩擦抵抗発生機構 7 では滑りが生じない。つまり、所定の振り角度範囲では、通常のヒステリシストルクよりはるかに小さなヒステリシストルクしか得られない。このように、振じり特性において摩擦抵抗発生機構 7 を所定角度範囲内では作動させない微少回転方向隙間を設けたため、振動・騒音レベルを大幅に低くすることができる。

【0056】

次に、フリクションワッシャ 61 が入力側フリクションプレート 63 によって駆動されるとき動作を、初期の過渡状態と通常状態とに分けて説明する。図 24 の中立状態から、入力側フリクションプレート 63 がフリクションワッシャ 61 に対して回転方向 R1 側に振れていく動作を説明する。なお、図 24 においては、フリクションワッシャ 61 の内周面 61d は、回転方向中心部を除いて、筒状部 28 の外周面 28b からわずかに離れている。

【0057】

振り角度が大きくなると、やがて、図 25 に示すように、凸部 65 が凹部 62 の壁面に当接する。具体的には、凸部 65 の角部 65a が凹部 62 の傾斜面 62b に当接する。このとき、凸部 65 から凹部 62 に作用する力の分力として、フリクションワッシャ 61 を半径方向に（半径方向内側に）移動させる力が発生する。図 25 の状態から振り角度が大きくなっていくと、フリクションワッシャ 61 の回転方向 R1 側部分が半径方向内側に移動し、回転方向 R2 側部分が半径方向外側に移動する。つまり、図 26 に示すように、フリクションワッシャ 61 の回転方向 R1 側の内周面 61d は筒状部 28 の外周面 28b に接近し、回転方向 R2 側の内周面 61d は筒状部 28 の外周面 28b から離れていく。この間、前述のフリクションワッシャ 61 を半径方向に（半径方向内側に）移動させる力が

大きくなっていく。つまり、フリクションワッシャ 61 の摩擦面の有効半径が徐々に大きくなっていき、それに伴い摩擦抵抗が徐々に大きくなっていく。図 26 に示すようにフリクションワッシャ 61 の回転方向 R1 側の内周面 61d が筒状部 28 の外周面 28b に当接すると、それ以降はフリクションワッシャ 61 は回転方向のみに移動する。

【0058】

以上の説明をまとめると、フリクションワッシャ 61 が入力側フリクションプレート 63 によって駆動される時には、摩擦面の有効半径が徐々に大きくなり摩擦抵抗も徐々に大きくなる第 1 領域と、摩擦面の有効半径が一定になり摩擦抵抗も一定になる第 2 領域とに分かれる。この実施形態では第 1 領域の大きさは例えば 2° である。

【0059】

以上をまとめると、入力側フリクションプレート 63 とフリクションワッシャ 61 の係合部分 78 (具体的には、凸部 65 と凹部 62) は、フリクションワッシャ 61 の摩擦面の有効半径が徐々に大きくなる第 1 領域と、フリクションワッシャ 61 の摩擦面の有効半径が一定になる第 2 領域とが確保されるように、形成されていることになる。

【0060】

この結果、振り特性 2 段目において、振り振動の動作角度が係合部分 78 の所定角 (例えば、 8°) 以内である場合は、図 27 のように大摩擦抵抗 (高ヒステリシストルク) は一切発生せず、低摩擦抵抗の領域 A のみが得られる。また、振り振動の動作角度が係合部分 78 の回転方向隙間 79 の角度 (例えば、 8°) 以上であるがそれに摩擦抵抗変化角度 (例えば、 2°) をプラスした角度 (例えば 10°) 以内である場合は、図 28 のように低摩擦抵抗の領域 A の端に徐々に摩擦抵抗が大きくなる領域 B が発生する。そして、振り振動の動作角度が係合部分 78 の所定角度に摩擦抵抗変化角度をプラスした角度以上である場合は、図 29 のように低摩擦抵抗の領域 A の両端に、徐々に摩擦抵抗が大きくなる領域 B と、一定の大摩擦抵抗が発生する領域 C とがそれぞれ得られる。

【0061】

②-2 広角度振り振動

先に述べたように、振り振動の振り角度が大きい場合は、フリクションワッシャ 61 が摩擦面付きフライホイール 21 及び円板状プレート 22 に摺動する。その結果、一定の大きさの摩擦抵抗が振り特性の 1 段目と 2 段目の全体にわたって得られる。

【0062】

ここで、振り角度の端部（振動の向きが変わる位置）での動作について説明する。図 21 の振り特性線図の右側端では、フリクションワッシャ 61 は入力側フリクションプレート 63 に対して最も回転方向 R2 側にずれている。この状態から円板状部材 13 が摩擦面付きフライホイール 21 に対して、回転方向 R2 側にねじれていくと、凸部 65 と凹部 62 の回転方向隙間 79 の全角度にわたって、フリクションワッシャ 61 が入力側フリクションプレート 63 に対して相対回転する。この間では、フリクションワッシャ 61 は出力側の部材に対して摺動しないため、低摩擦抵抗の領域 A（例えば、 8° ）が得られる。続いて、係合部分 78 の回転方向隙間 79 がなくなると、次に入力側フリクションプレート 63 がフリクションワッシャ 61 を駆動する。すると、フリクションワッシャ 61 が出力側フリクションプレート 44 及び摩擦面付きフライホイール 21 に、さらには円板状プレート 22 に対して相対回転する。この結果、先に述べたように、摩擦抵抗が徐々に（滑らかに）大きくなる領域 B（例えば、 2° ）が発生し、続いて一定の大きさの大摩擦抵抗の領域 C が得られる。

【0063】

以上に述べたように、大きな摩擦抵抗が発生する初期の段階には、徐々に摩擦抵抗が大きくなっていく領域 B が設けられている。このように大摩擦抵抗の立ち上がりを滑らかにしているため、大摩擦抵抗発生時の高ヒステリシストルクの壁が存在しない。そのため、微少振り振動を吸収するために微少回転方向隙間を設けた摩擦抵抗発生機構において、高ヒステリシストルク発生時のツメのたたき音が減少する。

【0064】

特に、本発明において、中間の摩擦抵抗を発生させるのに単一種類のフリクシ

ョンワッシャ61を用いているため、摩擦部材の種類を少なく抑えることができる。また、フリクションワッシャ61は弧状に延びる簡単な構造であるため、製造コストを低く抑えることができる。

③クラッチ連結・リリース動作

図示しない油圧回路によって油圧シリンダの油圧室内に作動油が供給されると、ピストン60は軸方向エンジン側に移動する。これにより、リリースベアリング58はダイヤフラムスプリング50の内周端を軸方向エンジン側に移動させる。この結果ダイヤフラムスプリング50の弾性部50aはプレッシャープレート49から離れる。これによりプレッシャープレート49はストラッププレート53の付勢力によってクラッチディスク組立体9の摩擦フェーシング54から離れ、クラッチ連結が解除される。

【0065】

このクラッチリリース動作において、リリースベアリング58からクラッチカバー組立体8に対して軸方向エンジン側に作用する荷重によって、第2フライホイール組立体5が軸方向エンジン側に付勢されて移動する。これにより、相対回転抑制機構24において、円板状プレート22の当接部27が摩擦材19に押し付けられて円板状部材13に摩擦係合する。すなわち、第2フライホイール組立体5が第1フライホイール組立体4に対して相対回転不能になる。さらに言い換えると、第2フライホイール組立体5がクランクシャフト2に対してロックされた状態となり、ダンパー機構6が作動しない。したがって、エンジン始動又は停止時の低回転数領域（例えば回転数0～500rpm）での共振点通過時には、クラッチをリリースすることで、共振によるダンパー機構6の破損や音／振動を生じにくくしている。

【0066】

ここでは、ダンパー機構6のロックがクラッチリリース時におけるリリース装置10からの荷重を利用しているため、構造が簡単になる。特に、相対回転抑制機構24が円板状部材13や円板状プレート22といった単純な形状の部材からなるため、特別な構造を設ける必要がない。

2. 第2実施形態

図30～図45を用いて、本願発明の第2実施形態について説明する。なお、クラッチ装置全体及びダンパー機構全体については基本的な構造は前記実施形態と同様である。そこで、以下、摩擦抵抗発生機構107について説明する。

【0067】

摩擦抵抗発生機構107は、クランクシャフト102と摩擦面付きフライホイール121との回転方向間でコイルスプリング133と並列に機能する機構であり、クランクシャフト102と摩擦面付きフライホイール121が相対回転すると所定の摩擦抵抗（ヒステリシストルク）を発生する。摩擦抵抗発生機構107は、摩擦面付きフライホイール121の第2摩擦面121bと円板状プレート122の当接部127との間に配置され互いに当接する複数のワッシャによって構成されている。摩擦抵抗発生機構107は、図30及び図31に示すように、当接部127から摩擦面付きフライホイール121に向かって順番に、コーンスプリング143、出力側フリクションプレート144、第1高摩擦係数フリクションワッシャ161、第1低摩擦係数フリクションワッシャ162、入力側フリクションプレート163、第2低摩擦係数フリクションワッシャ164及び第2高摩擦係数フリクションワッシャ165を有している。このように円板状プレート122は摩擦抵抗発生機構107を摩擦面付きフライホイール121側に保持する機能も有しているため、部品点数が少なくなり、構造が簡単になる。

【0068】

コーンスプリング143は、各摩擦面に対して軸方向に荷重を付与するための部材であり、当接部127と出力側フリクションプレート144との間に挟まれて圧縮されており、そのため両部材に対して軸方向に付勢力を与えている。出力側フリクションプレート144は外周縁に形成された爪部144aが円板状プレート122の切り欠き126aに係合しており、この係合によって出力側フリクションプレート144は、円板状プレート122及び摩擦面付きフライホイール121に対して、相対回転は不能であるが軸方向に移動可能となっている。なお、出力側フリクションプレート144は内周面が円板状プレート122の外周側筒状部128の根元側外周面128aに当接して、半径方向に位置決めされている。

【0069】

第1高摩擦係数フリクションワッシャ161は、図32及び図33に示すように環状の部材であり、出力側フリクションプレート144と第1低摩擦係数フリクションワッシャ162との間に挟まれている。第1高摩擦係数フリクションワッシャ161は、芯板171と、それに貼られた摩擦フェーシング172とから構成されている。芯板171は環状の部材である。摩擦フェーシング172は、芯板171の軸方向エンジン側に貼られた複数の弧状の部材であり、出力側フリクションプレート144に当接している。芯板171の内径と摩擦フェーシング172の内径はほぼ等しく、芯板171の外径も摩擦フェーシング172の外径にほぼ等しくなっている。芯板171の外周縁には、軸方向トランスミッション側に延びる軸方向突出部171aが形成されている。また、芯板171の本体部分には、複数の孔171bが形成されている。さらに、芯板171の内周縁には、半径方向内側に延びる複数の突起171cが形成されている。なお、摩擦フェーシング172には、孔171bに対応して孔172aが形成されている。

【0070】

第1低摩擦係数フリクションワッシャ162は、図34に示すように複数の弧状部材であり、第1高摩擦係数フリクションワッシャ161と入力側フリクションプレート163との間に挟まれている。第1低摩擦係数フリクションワッシャ162は樹脂製である。第1低摩擦係数フリクションワッシャ162は、軸方向エンジン側に複数の突出部162aを有している。突出部162aは第1高摩擦係数フリクションワッシャ161の孔171b、172a内に挿入・係合している。この係合によって、第1高摩擦係数フリクションワッシャ161と第1低摩擦係数フリクションワッシャ162とは一体回転するようになっている。また、第1低摩擦係数フリクションワッシャ162の内周縁には、半径方向内側に延びる複数の突起62bが形成されている。

【0071】

入力側フリクションプレート163は、第1低摩擦係数フリクションワッシャ162と第2低摩擦係数フリクションワッシャ164との軸方向間に挟まれた円板状部分163aを有している。入力側フリクションプレート163の外周縁に

は、図35に示すように、複数の突起163bが形成されている。突起163bは、切り欠き126aに対応して形成されており、半径方向外側に延びる突起部163cと、その先端から軸方向エンジン側に延びる爪部163dとから構成されている。突起部163cは切り欠き126a内を半径方向に貫通しており、爪部163dは、筒状部126の外周側に位置しており、円板状部材113の筒状部120の切り欠き120a内に軸方向トランスミッション側から延びている。このように爪部163dと切り欠き120aとによって、図39及び図40に示すように、円板状部材113と出力側フリクションプレート144との間に第1回転方向係合部181が形成されている。なお、入力側フリクションプレート163の円板状部分163aの外周縁には複数の切り欠き163eが形成され、内周縁に半径方向内側に延びる複数の突起163fが形成されている。

【0072】

第1回転方向係合部181において、爪部163dの回転方向幅は切り欠き120aの回転方向幅より短く、そのため爪部163dは切り欠き120a内を所定角度の範囲で移動可能である。これは、入力側フリクションプレート163は円板状部材113に対して、所定角度範囲内では移動可能であることを意味する。より詳細には、図40に示すように、爪部163dの回転方向R2側には振り角度 $\theta 1$ の回転方向隙間146が確保され、回転方向R1側には振り角度 $\theta 2$ の回転方向隙間147が形成されている。この結果、振り角度 $\theta 1$ と振り角度 $\theta 2$ の合計の振り角度が、入力側フリクションプレート163が円板状部材113に対して相対回転可能な所定角度の大きさとなる。なお、この実施形態では、前記合計の振り角度は 8° であるが（図42を参照）、この角度はエンジンの燃焼変動に起因する微少振り振動により生じるダンパー作動角をわずかに越える範囲にあることが好ましい。

【0073】

第2低摩擦係数フリクションワッシャ164は、第1低摩擦係数フリクションワッシャ162と同様に複数の弧状部材であり、入力側フリクションプレート163と第2高摩擦係数フリクションワッシャ165との間に挟まれている。第2低摩擦係数フリクションワッシャ164は樹脂製である。第2低摩擦係数フリク

ションワッシャ 164 は、軸方向トランスミッション側に複数の突出部 164 a を有している。

【0074】

第2高摩擦係数フリクションワッシャ 165 は、図36及び図37に示すように環状の部材であり、第2低摩擦係数フリクションワッシャ 164 と摩擦面付きフライホイール 121 の第2摩擦面 121 b との間に挟まれている。第2高摩擦係数フリクションワッシャ 165 は、芯板 173 と、それに貼られた摩擦フェーシング 174 とから構成されている。芯板 173 は環状の部材である。摩擦フェーシング 174 は、芯板 173 の軸方向エンジン側に貼られた複数の弧状の部材であり、摩擦面付きフライホイール 121 の第2摩擦面 121 b に当接している。芯板 173 の内径と摩擦フェーシング 174 の内径はほぼ等しいが、芯板 173 の内径は摩擦フェーシング 174 の内径より大きくなっている。芯板 173 の本体部分には、複数の孔 173 a が形成されている。芯板 173 の本体部分の内周縁には、半径方向内側に延びる複数の突起 173 c が形成されている。なお、摩擦フェーシング 174 には、孔 173 a に対応して孔 174 a が形成されている。これら孔 171 b, 172 a 内には、第2低摩擦係数フリクションワッシャ 164 の突出部 164 a が挿入・係合している。この係合によって、第2高摩擦係数フリクションワッシャ 165 と第2低摩擦係数フリクションワッシャ 164 とは一体回転するようになっている。

【0075】

芯板 173 の外周縁には、円周方向の複数箇所に切り欠き 173 b が形成されている。切り欠き 173 b 内には前述の軸方向突出部 171 a が挿入・係合しており、この係合によって、第1高摩擦係数フリクションワッシャ 161 と第2高摩擦係数フリクションワッシャ 165 とは一体回転するようになっている。また、軸方向突出部 171 a は入力側フリクションプレート 163 の円板状部分 163 a の外周縁に形成された切り欠き 163 e 内に挿入されている。このように軸方向突出部 171 a と切り欠き 163 e とによって、入力側フリクションプレート 163 と、フリクションワッシャ 161, 162, 164, 165 との間に、図41に示すように、第2回転方向係合部 182 が形成されている。

【0076】

第2回転方向係合部182において、軸方向突出部171aの回転方向幅は切り欠き163eの回転方向幅より短く、そのため軸方向突出部171aは切り欠き163e内を所定角度の範囲で移動可能である。これは、入力側フリクションプレート163はフリクションワッシャ161, 162, 164, 165に対して、所定角度範囲内では移動可能であることを意味する。より詳細には、図40に示すように、軸方向突出部171aの回転方向R1側には振り角度 $\theta 3$ の回転方向隙間185が確保され、回転方向R2側には振り角度 $\theta 4$ の回転方向隙間186が形成されている。この結果、振り角度 $\theta 3$ と振り角度 $\theta 4$ の合計の振り角度が、入力側フリクションプレート163がフリクションワッシャ161, 162, 164, 165に対して相対回転可能な所定角度の大きさとなる。なお、この実施形態では、前記合計の振り角度は 2° である(図42を参照)。

【0077】

摩擦抵抗発生機構107は、さらに、ブッシュ166を備えている。ブッシュ166は、各ワッシャを内周側筒状部128に対して回転方向に自在に支持するための複数の部材であり、各ワッシャの内周側と内周側筒状部128との半径方向間に配置されている。ブッシュ166は、軸方向に所定の長さを有し、しかも平面視で弧状になっている。ブッシュ166の内周面は、滑らかな周面であり、内周側筒状部128の先端側外周面128bによって回転自在に支持されている。内周側筒状部128の外周面には、複数の凹部166aが形成されている。凹部166aは半径方向内側にへこんでおり、さらに軸方向全体に延びている。この凹部166a内に、第1高摩擦係数フリクションワッシャ161の突起171c、第1低摩擦係数フリクションワッシャ162の突起162b、第2低摩擦係数フリクションワッシャ164の突起164b、第2高摩擦係数フリクションワッシャ165の突起173c等が挿入され、係合している。なお、各ワッシャとブッシュ166との回転方向の係合部分は比較的大きな回転方向隙間を確保しており、したがって前述の第2回転方向係合部182の機能を阻害しないようになっている。

【0078】

以上に述べた摩擦抵抗発生機構 107 において、入力側フリクションプレート 163 の円板状部分 163a と第 1 及び第 2 低摩擦係数フリクションワッシャ 162, 164 との係合によって、第 1 摩擦抵抗発生部 188 が形成されている。さらに、第 1 高摩擦係数フリクションワッシャ 161 と出力側フリクションプレート 144 との係合、及び第 2 高摩擦係数フリクションワッシャ 165 と摩擦面付きフライホイール 121 との係合によって、第 2 摩擦抵抗発生部 189 が形成されている。

【0079】

なお、ここでは、摩擦面付きフライホイール 121 の第 2 摩擦面 121b が摩擦抵抗発生機構 107 の摩擦面を構成しているため、部品点数が少なくなり、構造が簡単になる。

(2) 動作

クラッチ装置 101 にエンジンからの燃焼変動が入力されると、ダンパー機構 106 において入力側円板状プレート 132 と出力側円板状プレート 130, 131 とが相対回転し、その間で複数のコイルスプリング 133 等が圧縮される。さらに、摩擦抵抗発生機構 107 が所定のヒステリシストルクを発生する。以上の作用により捩じり振動が吸収・減衰される。コイルスプリング 133 の圧縮は、具体的には、入力側円板状プレート 132 の窓孔 132a の回転方向端部と出力側円板状プレート 130, 131 の窓部 130a, 131a の回転方向端部との間で行われる。

【0080】

摩擦抵抗発生機構 107 では、第 1 及び第 2 高摩擦係数フリクションワッシャ 161, 165 は入力側フリクションプレート 163 を介して円板状部材 113 と一体回転し、出力側フリクションプレート 144 及び摩擦面付きフライホイール 121 と相対回転する。この結果、出力側フリクションプレート 144 と第 1 高摩擦係数フリクションワッシャ 161 とが摺動し、さらに第 2 高摩擦係数フリクションワッシャ 165 と摩擦面付きフライホイール 121 とが摺動する。つまり、第 2 摩擦抵抗発生部 189 が作動し、比較的大きな摩擦抵抗を発生する。

【0081】

次に、エンジンの燃焼変動に起因する微小振り振動がクラッチ装置 101 に入力されたときのダンパー機構 106 の動作を、図 41 の機械回路図と図 42 の振り特性線図を用いて説明する。ダンパー機構 106 のコイルスプリング 133 が圧縮されているときに微小振り振動が入力されると、摩擦抵抗発生機構 107 の入力側フリクションプレート 163 は、円板状部材 113 の筒状部 120 の切り欠き 120a と爪部 163d との間の微小回転方向隙間（146，147）において、円板状部材 113 に対して相対回転する。つまり、入力側フリクションプレート 163 及びフリクションワッシャ 161，162，164，165 は、円板状部材 113 に駆動されず、したがって第 1 摩擦抵抗発生部 188 及び第 2 摩擦抵抗発生部 189 の双方で摩擦抵抗は発生しない（図 43 を参照）。この結果、微小振り振動に対しては高ヒステリシストルクが発生しない。すなわち図 42 の振り特性線図において例えば「AC2HYS」ではコイルスプリング 133 が作動するが、摩擦抵抗発生機構 107 では滑りが生じない。つまり、所定の振り角度範囲では、通常のヒステリシストルクよりはるかに小さなヒステリシストルクしか得られない。このように、振り特性において摩擦抵抗発生機構 107 を所定角度範囲内では作動させない微小回転方向隙間（146，147）を設けたため、振動・騒音レベルを大幅に低くすることができる。

【0082】

微小振り振動の振り角度が第 1 回転方向係合部 181 より大きくなると、第 1 回転方向係合部 181 での回転方向隙間（146，147）がなくなり、次に円板状部材 113 が入力側フリクションプレート 163 を回転方向に駆動する。この結果、入力側フリクションプレート 163 は第 1 及び第 2 低摩擦係数フリクションワッシャ 162，164 に対して相対回転する。つまり、第 1 摩擦抵抗発生部 188 が作動し、比較的小さな摩擦抵抗を発生する（図 44 を参照）。

【0083】

振り振動の振り角度がさらに大きくなると、第 2 回転方向係合部 182 での回転方向隙間（185，186）がなくなり、次に入力側フリクションプレート 163 がフリクションワッシャ 161，162，164，164，165 を回転方向に駆動する。この結果、フリクションワッシャ 161，162，164，16

5は出力側フリクションプレート144及び摩擦面付きフライホイール121に対して相対回転する。つまり、第2摩擦抵抗発生部189が作動し、比較的大きな摩擦抵抗を発生する(図45を参照)。

【0084】

②-2 広角度振り振動

先に述べたように、振り振動の振り角度が大きい場合は、出力側フリクションプレート144と第1高摩擦係数フリクションワッシャ161が摺動し、さらに第2高摩擦係数フリクションワッシャ165と摩擦面付きフライホイール121とが摺動する。

【0085】

ここで、振り角度の端部(振動の向きが変わる位置)での動作について説明する。図42のねじり特性線図の右側端では、入力側フリクションプレート163は円板状部材113に対して最も回転方向R2側にずれており、フリクションワッシャ161, 162, 164, 165は入力側フリクションプレート163に対して最も回転方向R2側にずれている。この状態から円板状部材113が摩擦面付きフライホイール121に対して、回転方向R2側にねじれていくと、第1回転方向係合部181の回転方向隙間(146, 147)の全角度にわたって、円板状部材113が入力側フリクションプレート163に対して相対回転する。この間では、第1摩擦係合発生部188も第2摩擦係合発生部189も摩擦抵抗を発生しない。第1回転方向係合部181の回転方向隙間(146, 147)がなくなると、次に円板状部材113が入力側フリクションプレート163を駆動する。すると、第2回転方向係合部182の回転方向隙間(185, 186)の全角度にわたって、入力側フリクションプレート163は第1及び第2低摩擦係数フリクションワッシャ162, 164に対して相対回転する。この間では第1摩擦抵抗発生部188が作動し、比較的小さな摩擦抵抗を発生する。

【0086】

第2回転方向係合部182の回転方向隙間(185, 186)がなくなると、次に入力側フリクションプレート163がフリクションワッシャ161, 162, 164, 165を駆動する。すると、フリクションワッシャ161, 162,

164, 165は出力側フリクションプレート144及び摩擦面付きフライホイール121に相対回転する。この結果、第2摩擦抵抗発生部189が作動し、大きな摩擦抵抗を発生する。

【0087】

以上に述べたように、第2摩擦抵抗発生部189が作動して大きな摩擦抵抗を発生する前に、第2回転方向係合部182の回転方向隙間(185, 186)の振り角度範囲で第1摩擦抵抗発生部188が中間の大きさの摩擦抵抗を発生する。このように大摩擦抵抗の立ち上がりを多段化しているため、大摩擦抵抗発生時の高ヒステリシストルクの壁が存在しない。そのため、微少振り振動を吸収するために微少回転方向隙間を設けた摩擦抵抗発生機構において、高ヒステリシストルク発生時のツメのたたき音が減少する。

【0088】

なお、従来であれば摩擦抵抗発生機構107は第2回転方向係合部182と第1摩擦抵抗発生部188とを有しておらず、第1回転方向係合部181において爪部163dが円板状部材113の切り欠き120aに当接したときに第2摩擦抵抗発生部189の作動が開始し、高ヒステリシストルクが急激に発生しており、その壁にツメが衝突することで、たたき音が発生していた。

【0089】

3. 第3実施形態

(1) 摩擦抵抗発生機構の構成

本発明の第2実施形態に係る摩擦抵抗発生機構207について説明する。この摩擦抵抗発生機構207と前記実施形態における摩擦抵抗発生機構107との相違点は、前記実施形態では第1回転方向係合部が軸方向に重なったワッシャ類の外側に設けられていたが、本実施形態では第1回転方向係合部が軸方向に重なったワッシャ類の内部に設けられている点である。

【0090】

以下の説明では、摩擦抵抗発生機構207を中心に説明し、クラッチ装置の他の部分については説明を省略する。また、前記実施形態に対応する部品には二百番台の符号を付している。

摩擦抵抗発生機構 2 0 7 は、クランクシャフト 2 0 2 と摩擦面付きフライホイール 2 2 1 との回転方向間でコイルスプリング 2 3 3 と並列に機能する機構であり、クランクシャフト 2 0 2 と摩擦面付きフライホイール 2 2 1 が相対回転すると所定の摩擦抵抗（ヒステリシストルク）を発生する。摩擦抵抗発生機構 2 0 7 は、摩擦面付きフライホイール 2 2 1 の第 2 摩擦面 2 2 1 b と円板状プレート 2 2 2 の当接部 2 2 7 との間に配置され互いに当接する複数のワッシャによって構成されている。摩擦抵抗発生機構 2 0 7 は、図 4 6 及び図 4 7 に示すように、当接部 2 2 7 から摩擦面付きフライホイール 2 2 1 に向かって順番に、コンスプリング 2 4 3、出力側フリクションプレート 2 4 4、第 1 高摩擦係数フリクションワッシャ 2 6 1、第 1 低摩擦係数フリクションワッシャ 2 6 2、入力側フリクションプレート 2 6 3、第 2 低摩擦係数フリクションワッシャ 2 6 4 及び第 2 高摩擦係数フリクションワッシャ 2 6 5 を有している。

【 0 0 9 1 】

コンスプリング 2 4 3 は、各摩擦面に対して軸方向に荷重を付与するための部材であり、当接部 2 2 7 と出力側フリクションプレート 2 4 4 との間に挟まれて圧縮されており、そのため両部材に対して軸方向に付勢力を与えている。出力側フリクションプレート 2 4 4 は外周縁に形成された爪部 2 4 4 a が円板状プレート 2 2 2 の切り欠き 2 2 6 a に係合しており、この係合によって、出力側フリクションプレート 2 4 4 は、円板状プレート 2 2 2 及び摩擦面付きフライホイール 2 2 1 に対して、相対回転は不能であるが軸方向に移動可能となっている。なお、出力側フリクションプレート 2 4 4 は内周面が円板状プレート 2 2 2 の外周側筒状部 2 2 8 の根元側外周面 2 2 8 a に当接して、半径方向に位置決めされている。

【 0 0 9 2 】

第 1 高摩擦係数フリクションワッシャ 2 6 1 は、環状の部材であり、出力側フリクションプレート 2 4 4 と第 1 低摩擦係数フリクションワッシャ 2 6 2 との間に挟まれている。第 1 高摩擦係数フリクションワッシャ 2 6 1 は、芯板 2 7 1 と、それに貼られた摩擦フェーシング 2 7 2 とから構成されている。芯板 2 7 1 は環状の部材である。摩擦フェーシング 2 7 2 は、芯板 2 7 1 の軸方向エンジン側

に貼られた複数の弧状の部材であり、出力側フリクションプレート 244 に当接している。芯板 271 には、回転方向に延びる複数の孔 271a が形成されている。

【0093】

第1低摩擦係数フリクションワッシャ 262 は、複数の弧状部材であり、第1高摩擦係数フリクションワッシャ 261 と入力側フリクションプレート 263 との間に挟まれている。第1低摩擦係数フリクションワッシャ 262 は樹脂製である。第1低摩擦係数フリクションワッシャ 262 は、孔 271a に対応する孔 262a を有している。孔 271a は、孔 262a に対して回転方向に長く、両端が孔 262a の回転方向外側に位置している。

【0094】

入力側フリクションプレート 263 は、第1低摩擦係数フリクションワッシャ 262 と第2低摩擦係数フリクションワッシャ 264 との軸方向間に挟まれた円板状部分 263a を有している。入力側フリクションプレート 263 の外周縁には、図に示すように、複数の突起 263b が形成されている。突起 263b は、切り欠き 226a に対応して形成されており、半径方向外側に延びる突起部 263c と、その先端から軸方向エンジン側に延びる爪部 263d とから構成されている。突起部 263c は切り欠き 226a 内を半径方向に貫通しており、爪部 263d は、筒状部 226 の外周側に位置しており、円板状部材 213 の筒状部 220 の切り欠き 220a 内に軸方向トランスミッション側から延びている。前記実施形態とは異なり、爪部 263d と切り欠き 220a は回転方向に隙間なく当接している。

【0095】

入力側フリクションプレート 263 の円板状部分 263a には、孔 262a に対応して孔 263e が形成されている。

第2低摩擦係数フリクションワッシャ 264 は、第1低摩擦係数フリクションワッシャ 262 と同様に複数の弧状部材であり、入力側フリクションプレート 263 と第2高摩擦係数フリクションワッシャ 265 との間に挟まれている。第2低摩擦係数フリクションワッシャ 264 は樹脂製である。第2低摩擦係数フリク

ションワッシャ 264 は、軸方向トランスミッション側に複数の第 1 突出部 264a を有している。第 1 突出部 264a は円周方向に長く両端が丸みを帯びている。第 1 突出部 264a は円板状部分 263aa の孔 263e 内に挿入され、その先端は第 1 低摩擦係数フリクションワッシャ 262 に当接している。第 2 低摩擦係数フリクションワッシャ 264 は、第 1 突出部 264a からさらに軸方向とトランスミッション側に延びる第 2 突出部 264b を有している。第 2 突出部 264b は円周方向に長く両端が丸みを帯びている。第 2 突出部 264b は、第 1 突出部 264a より半径方向及び回転方向に小さい。第 2 突出部 264b は、第 1 低摩擦係数フリクションワッシャ 262 の孔 262a 内に挿入され、回転方向に係合している。この係合によって、第 1 低摩擦係数フリクションワッシャ 262 と第 2 低摩擦係数フリクションワッシャ 264 は一体回転するようになっている。さらに、第 2 突出部 264b は、第 1 高摩擦係数フリクションワッシャ 261 の孔 271a 内に挿入されている。

【0096】

第 2 高摩擦係数フリクションワッシャ 265 は、環状の部材であり、第 2 低摩擦係数フリクションワッシャ 264 と摩擦面付きフライホイール 221 の第 2 摩擦面 221b との間に挟まれている。第 2 高摩擦係数フリクションワッシャ 265 は、芯板 273 と、それに貼られた摩擦フェーシング 274 とから構成されている。芯板 273 は環状の部材である。摩擦フェーシング 274 は、芯板 273 の軸方向エンジン側に貼られた複数の弧状の部材であり、摩擦面付きフライホイール 221 の第 2 摩擦面 221b に当接している。芯板 273 の本体部分には、軸方向トランスミッション側に延びる突出部 273a が形成されている。突出部 273a は、第 2 低摩擦係数フリクションワッシャ 264 の凹部 264c 内に挿入されている。

【0097】

図 48 に示すように、第 2 低摩擦係数フリクションワッシャ 264 の第 1 突出部 264a と入力側フリクションプレート 263 の孔 263e とによって、第 1 回転方向係合部 281 が形成されている。第 1 回転方向係合部 281 において、第 1 突出部 264a の回転方向幅は孔 263e の回転方向幅より短く、そのため

第1突出部264aは孔263e内を所定角度の範囲で移動可能である。これは、第1及び第2低摩擦係数フリクションワッシャ262, 264は入力側フリクションプレート263に対して、所定角度範囲内では移動可能であることを意味する。より詳細には、第1突出部264aの回転方向R2側には振り角度 $\theta 1$ の回転方向隙間246が確保され、回転方向R1側には振り角度 $\theta 2$ の回転方向隙間247が形成されている。この結果、振り角度 $\theta 1$ と振り角度 $\theta 2$ の合計の振り角度が、第1及び第2低摩擦係数フリクションワッシャ262, 264が入力側フリクションプレート263に対して相対回転可能な所定角度の大きさとなる。なお、この実施形態では、前記合計の振り角度は 8° であるが(図42を参照)、この角度はエンジンの燃焼変動に起因する微少振り振動により生じるダンパー作動角をわずかに越える範囲にあることが好ましい。

【0098】

第2低摩擦係数フリクションワッシャ264の第2突出部264bと第1高摩擦係数フリクションワッシャ261の孔271aとの係合、さらには第2高摩擦係数フリクションワッシャ265の突出部273aと第2低摩擦係数フリクションワッシャ264の凹部264cとの係合によって、第2回転方向係合部282が形成されている。なお、両係合部において突出部と孔又は凹部の関係は同一であるので、以下は説明の便宜のために、図49を用いて、第2低摩擦係数フリクションワッシャ264の第2突出部264bと第1高摩擦係数フリクションワッシャ261の孔271aとの係合についてのみ説明する。

【0099】

第2回転方向係合部282において、第2突出部264bの回転方向幅は孔271aの回転方向幅より短く、そのため第2突出部264bは孔271a内を所定角度の範囲で移動可能である。これは、第1及び第2低摩擦係数フリクションワッシャ262, 264は第1及び第2高摩擦係数フリクションワッシャ261, 265に対して、所定角度範囲内では移動可能であることを意味する。より詳細には、第2突出部264bの回転方向R2側には振り角度 $\theta 3$ の回転方向隙間285が確保され、回転方向R1側には振り角度 $\theta 4$ の回転方向隙間286が形成されている。この結果、振り角度 $\theta 3$ と振り角度 $\theta 4$ の合計の振り角度が、第

1 及び第 2 低摩擦係数フリクションワッシャ 262, 264 が第 1 及び第 2 高摩擦係数フリクションワッシャ 261, 265 に対して相対回転可能な所定角度の大きさとなる。なお、この実施形態では、前記合計の振り角度は 2° である (図 42 を参照)。

【0100】

摩擦抵抗発生機構 207 は、さらに、ブッシュ 266 を備えている。ブッシュ 266 は、各ワッシャを内周側筒状部 228 に対して回転方向に自在に支持するための複数の部材であり、各ワッシャの内周側と内周側筒状部 228 との半径方向間に配置されている。ブッシュ 266 は、軸方向に所定の長さを有し、しかも平面視で弧状になっている。ブッシュ 266 の内周面は、滑らかな周面であり、内周側筒状部 128 の先端側外周面 128b によって回転自在に支持されている。

【0101】

以上に述べた摩擦抵抗発生機構 207 において、第 1 低摩擦係数フリクションワッシャ 262 と第 1 高摩擦係数フリクションワッシャ 261 の芯板 271 との係合によって、さらには第 2 低摩擦係数フリクションワッシャ 264 と第 2 高摩擦係数フリクションワッシャ 265 の芯板 273 との係合によって、第 1 摩擦抵抗発生部 288 が形成されている。さらに、第 1 高摩擦係数フリクションワッシャ 261 と出力側フリクションプレート 244 との係合、及び第 2 高摩擦係数フリクションワッシャ 265 と摩擦面付きフライホイール 221 との係合によって、第 2 摩擦抵抗発生部 289 が形成されている。

【0102】

(2) 摩擦抵抗発生機構の動作

クラッチ装置 1 にエンジンからの燃焼変動が入力されると、ダンパー機構 206 において入力側円板状プレート 232 と出力側円板状プレート 230, 231 とが相対回転し、その間で複数のコイルスプリング 233 等が圧縮される。さらに、摩擦抵抗発生機構 207 が所定のヒステリシストルクを発生する。以上の作用により捩じり振動が吸収・減衰される。コイルスプリング 233 の圧縮は、具体的には、入力側円板状プレート 232 の窓孔 232a の回転方向端部と出力側

円板状プレート 2 3 0, 2 3 1 の窓部 2 3 0 a, 2 3 1 a の回転方向端部との間で行われる。

【0 1 0 3】

摩擦抵抗発生機構 2 0 7 では、第 1 及び第 2 高摩擦係数フリクションワッシャ 2 6 1, 2 6 5 は第 1 及び第 2 低摩擦係数フリクションワッシャ 2 6 2, 2 6 4 を介して入力側フリクションプレート 2 6 3 と一体回転し、出力側フリクションプレート 2 4 4 及び摩擦面付きフライホイール 2 2 1 と相対回転する。この結果、出力側フリクションプレート 2 4 4 と第 1 高摩擦係数フリクションワッシャ 2 6 1 が摺動し、さらに第 2 高摩擦係数フリクションワッシャ 2 6 5 と摩擦面付きフライホイール 2 1 とが摺動する。つまり、第 2 摩擦抵抗発生部 2 8 9 が作動し、比較的大きな摩擦抵抗を発生する。

【0 1 0 4】

①微少振り振動

次に、エンジンの燃焼変動に起因する微小振り振動がクラッチ装置 1 に入力されたときのダンパー機構 2 0 6 の動作を、図 5 1 の機械回路図と図 4 2 の振り特性線図を用いて説明する。ダンパー機構 2 0 6 のコイルスプリング 2 3 3 が圧縮されているときに微少振り振動が入力されると、摩擦抵抗発生機構 2 0 7 の第 1 及び第 2 低摩擦係数フリクションワッシャ 2 6 2, 2 6 4 は、入力側フリクションプレート 2 6 3 の孔 2 6 3 e と第 2 低摩擦係数フリクションワッシャ 2 6 4 の第 1 突出部 2 6 4 a の間の微少回転方向隙間 (2 4 6, 2 4 7) において、入力側フリクションプレート 2 6 3 に対して相対回転する。つまり、第 1 及び第 2 低摩擦係数フリクションワッシャ 2 6 2, 2 6 4 は、入力側フリクションプレート 2 6 3 に駆動されず、したがって第 1 摩擦抵抗発生部 2 8 8 及び第 2 摩擦抵抗発生部 2 8 9 の双方で摩擦抵抗は発生しない (図 4 3 を参照)。この結果、微小振り振動に対しては高ヒステリシストルクが発生しない。すなわち図 4 2 の振り特性線図において例えば「A C 2 HYS」ではコイルスプリング 2 3 3 が作動するが、摩擦抵抗発生機構 2 0 7 では滑りが生じない。つまり、所定の振り角度範囲では、通常のヒステリシストルクよりはるかに小さなヒステリシストルクしか得られない。このように、振り特性において摩擦抵抗発生機構 2 0 7 を所定角

度範囲内では作動させない微少回転方向隙間（2 4 6，2 4 7）を設けたため、振動・騒音レベルを大幅に低くすることができる。

【0 1 0 5】

微少振り振動の振り角度が第 1 回転方向係合部 2 8 1 の回転方向隙間（2 4 6，2 4 7）より大きくなると、第 1 回転方向係合部 2 8 1 での回転方向隙間（2 4 6，2 4 7）がなくなり、次に入力側フリクションプレート 2 6 3 が第 1 及び第 2 低摩擦係数フリクションワッシャ 2 6 2，2 6 4 を回転方向に駆動する。この結果、第 1 及び第 2 低摩擦係数フリクションワッシャ 2 6 2，2 6 4 は第 1 及び第 2 高摩擦係数フリクションワッシャ 2 6 1，2 6 5 に対して相対回転する。つまり、第 1 摩擦抵抗発生部 2 8 8 が作動し、比較的小さな摩擦抵抗を発生する（図 4 4 を参照）。

【0 1 0 6】

振り振動の振り角度がさらに大きくなると、第 2 回転方向係合部 2 8 2 での回転方向隙間（2 8 5，2 8 6）がなくなり、次に第 1 及び第 2 低摩擦係数フリクションワッシャ 2 6 2，2 6 4 が第 1 及び第 2 高摩擦係数フリクションワッシャ 2 6 1，2 6 5 を回転方向に駆動する。この結果、第 1 及び第 2 高摩擦係数フリクションワッシャ 2 6 1，2 6 5 は出力側フリクションプレート 2 4 4 及び摩擦面付きフライホイール 2 1 に対して相対回転する。つまり、第 2 摩擦抵抗発生部 2 8 9 が作動し、比較的大きな摩擦抵抗を発生する（図 4 5 を参照）。

【0 1 0 7】

②広角度振り振動

先に述べたように、振り振動の振り角度が大きい場合は、出力側フリクションプレート 2 4 4 と第 1 高摩擦係数フリクションワッシャ 2 6 1 が摺動し、さらに第 2 高摩擦係数フリクションワッシャ 2 6 5 と摩擦面付きフライホイール 2 2 1 とが摺動する。

【0 1 0 8】

ここで、振り角度の端部（振動の向きが変わる位置）での動作について説明する。図 4 2 の振り特性線図の右側端では、第 1 及び第 2 低摩擦係数フリクションワッシャ 2 6 2，2 6 4 は入力側フリクションプレート 2 6 3 に対して最も回転

方向 R 2 側にずれており、第 1 及び第 2 高摩擦係数フリクションワッシャ 261, 265 は第 1 及び第 2 低摩擦係数フリクションワッシャ 262, 264 に対して最も回転方向 R 2 側にずれている。この状態から入力側フリクションプレート 263 が摩擦面付きフライホイール 221 に対して、回転方向 R 2 側に振れていくと、第 1 回転方向係合部 281 の回転方向隙間 (246, 247) の全角度にわたって、入力側フリクションプレート 263 が第 1 及び第 2 低摩擦係数フリクションワッシャ 262, 264 に対して相対回転する。この間では、第 1 摩擦係合発生部 288 も第 2 摩擦係合発生部 289 も摩擦抵抗を発生しない。第 1 回転方向係合部 281 の回転方向隙間 (246, 247) がなくなると、次に第 1 及び第 2 低摩擦係数フリクションワッシャ 262, 264 が第 1 及び第 2 高摩擦係数フリクションワッシャ 261, 265 を駆動する。すると、第 2 回転方向係合部 282 の回転方向隙間 (285, 286) の全角度にわたって、第 1 及び第 2 低摩擦係数フリクションワッシャ 262, 264 は第 1 及び第 2 高摩擦係数フリクションワッシャ 261, 265 に対して相対回転する。この間では第 1 摩擦抵抗発生部 288 が作動し、比較的小さな摩擦抵抗を発生する。

【0109】

第 2 回転方向係合部 282 の回転方向隙間 (285, 286) がなくなると、次に第 1 及び第 2 低摩擦係数フリクションワッシャ 262, 264 が第 1 及び第 2 高摩擦係数フリクションワッシャ 261, 265 を駆動する。すると、第 1 及び第 2 高摩擦係数フリクションワッシャ 261, 265 は出力側フリクションプレート 244 及び摩擦面付きフライホイール 221 に相対回転する。この結果、第 2 摩擦抵抗発生部 289 が作動し、大きな摩擦抵抗を発生する。

【0110】

以上に述べたように、第 2 摩擦抵抗発生部 289 が作動して大きな摩擦抵抗を発生する前に、第 2 回転方向係合部 282 の回転方向隙間 (285, 286) の振り角度範囲で第 1 摩擦抵抗発生部 288 が中間の大きさの摩擦抵抗を発生する。このように大摩擦抵抗の立ち上がりを多段化しているため、大摩擦抵抗発生時の高ヒステリシストルクの壁が存在しない。そのため、微少振り振動を吸収するために微少回転方向隙間を設けた摩擦抵抗発生機構において、高ヒステリシスト

ルク発生時のツメのたたき音が減少する。

【0111】

この摩擦抵抗発生機構 207 では、第 1 回転方向係合部 281 の回転方向隙間 (246, 247) の半径位置が第 1 及び第 2 低摩擦係数フリクションワッシャ 262, 264 と第 1 及び第 2 高摩擦係数フリクションワッシャ 261, 265 の軸方向に重なった部分から外側にでていないため、小型化が実現される。

この摩擦抵抗発生機構 207 では、第 1 回転方向係合部 281 の回転方向隙間 (246, 247) が第 2 低摩擦係数フリクションワッシャ 264 と入力側フリクションプレート 263 の円板状部分 263a との間に形成されている。そのため、回転方向隙間 (246, 247) の構造を簡単にできる。したがって、回転方向隙間の精度が向上する。

【0112】

4. 第 4 実施形態

図 52 の機械回路図を用いて、第 4 実施形態における摩擦抵抗発生機構 307 について説明する。

摩擦抵抗発生機構 307 は、第 1 回転部材 363 と、第 2 回転部材 330 と、第 1 中間部材 362 と、第 2 中間部材 372 とを備えている。第 1 回転部材 363 と第 2 回転部材 330 は、相対回転可能であり、図示しない弾性部材によって回転方向に連結されている。第 1 中間部材 362 と第 2 中間部材 372 は、第 1 回転部材 363 と第 2 回転部材 330 との回転方向間で互いに回転方向に直列に作用するように配置されている。第 1 中間部材 362 は、第 1 回転方向隙間構成部 381 を介して第 1 回転部材 363 に対して係合し、第 2 回転方向隙間構成部 382 を介して第 2 中間部材 272 に係合している。第 1 中間部材 362 は、第 1 摩擦発生部 388 を介して第 2 回転部材 330 に摩擦係合している。第 2 中間部材 272 は、第 2 摩擦発生部 389 を介して第 2 回転部材 330 に摩擦係合している。以上に説明したように、第 1 摩擦発生部 388 と第 2 摩擦発生部 389 は、第 1 回転部材 363 と第 2 回転部材 330 との回転方向間で、互いに並列に作動するように配置されている。

【0113】

この摩擦抵抗発生機構 307 において、図 52 の機械回路図及び図 53 の振り特性線図を用いて、第 1 回転部材 363 が第 2 回転部材 330 に対して振れたときの動作について説明する。

振り角度の初期段階では、第 1 回転方向隙間構成部 381 の回転方向隙間によって、第 1 摩擦発生部 388 及び第 2 摩擦発生部 389 はともに作動しない。したがって、ほとんどヒステリシストルクが発生しない領域が得られる。

【0114】

第 1 回転方向隙間構成部 381 の回転方向隙間がなくなると、次に第 1 回転部材 363 が第 1 中間部材 362 を回転方向に駆動する。このときに第 1 摩擦発生部 388 が作動し、所定の摩擦抵抗（図 53 における DC1）を発生する。このとき、第 2 摩擦発生部 389 は、第 2 回転方向隙間構成部 382 によって作動しない。

【0115】

第 2 回転方向隙間構成部 382 の回転方向隙間がなくなると、次に第 1 中間部材 362 が第 2 中間部材 272 を回転方向に駆動する。このときに第 2 摩擦発生部 389 が作動し、所定の摩擦抵抗（図 53 における DC2）を発生する。このとき、第 1 摩擦発生部 388 も作動しているため、第 1 摩擦発生部 388 のみが作動しているときより大きな摩擦抵抗が得られる。

【0116】

このように大摩擦抵抗の立ち上がりを多段化しているため、大摩擦抵抗発生時の高ヒステリシストルクの壁が存在しない。そのため、摩擦抵抗発生機構において高ヒステリシストルク発生時のツメのたたき音が減少する。

4. 第 4 実施形態

図 54 の機械回路図を用いて、第 4 実施形態における摩擦抵抗発生機構 307' について説明する。

【0117】

摩擦抵抗発生機構 307' は、第 1 回転部材 363 と、第 2 回転部材 330 と、第 1 中間部材 362 と、第 2 中間部材 372' と、第 3 中間部材 385 とを備えている。第 1 回転部材 363 と第 2 回転部材 330 は、相対回転可能であり、

図示しない弾性部材によって回転方向に連結されている。第1中間部材362と第2中間部材372'と第3中間部材385は、第1回転部材363と第2回転部材330との回転方向間で互いに回転方向に直列に作用するように配置されている。第1中間部材362は、第1回転方向隙間構成部381を介して第1回転部材363に対して係合し、第2回転方向隙間構成部382を介して第2中間部材372'に係合している。第2中間部材372'は、さらに第3中間部材385に対して第3回転方向隙間構成部383を介して係合している。第1中間部材362は、第1摩擦発生部388を介して第2回転部材330に摩擦係合している。第2中間部材372'は、第2摩擦発生部389を介して第2回転部材330に摩擦係合している。第3中間部材385は、第3摩擦発生部390を介して第2回転部材330に摩擦係合している。以上に説明したように、第1摩擦発生部388と第2摩擦発生部389と第3摩擦発生部390は第1回転部材363と第2回転部材330との回転方向間で互いに並列に作動するように配置されている。

【0118】

この摩擦抵抗発生機構207'において、図54の機械回路図及び図55の振り特性線図を用いて、第1回転部材363が第2回転部材330に対して振れたときの動作について説明する。

振り角度の初期段階では、第1回転方向隙間構成部381の回転方向隙間によって、第1摩擦発生部388、第2摩擦発生部389及び第3摩擦発生部390はともに作動しない。したがって、ほとんどヒステリシストルクが発生しない領域が得られる。

【0119】

第1回転方向隙間構成部381の回転方向隙間がなくなると、次に第1回転部材363が第1中間部材362を回転方向に駆動する。このときに第1摩擦発生部388が作動し、所定の摩擦抵抗（図55におけるDC1）を発生する。このとき、第2摩擦発生部389は第2回転方向隙間構成部382によって作動せず、第3摩擦発生部390は第3回転方向隙間構成部383によって作動しない。

【0120】

第2回転方向隙間構成部382の回転方向隙間がなくなると、次に第1中間部材362が第2中間部材372'を回転方向に駆動する。このときに第2摩擦発生部389が作動し、所定の摩擦抵抗(図55におけるDC2)を発生する。このとき、第1摩擦発生部388も作動しているため、両者の摩擦抵抗によって、第1摩擦発生部388のみが作動しているときより大きな摩擦抵抗を発生する。なお、このとき、第3摩擦発生部390は第3回転方向隙間構成部383によって作動しない。

【0121】

第3回転方向隙間構成部383の回転方向隙間がなくなると、次に第2中間部材372'が第3中間部材385を回転方向に駆動する。このときに第3摩擦発生部390が作動し、所定の摩擦抵抗(図55におけるDC3)を発生する。このとき、第1摩擦発生部388及び第2摩擦発生部389も作動しているため、第1摩擦発生部388及び第2摩擦発生部389のみが作動しているときより大きな摩擦抵抗が得られる。

【0122】

この実施形態では、大摩擦抵抗の発生を3段としたため、大摩擦抵抗発生時の高ヒステリシストルクの壁がさらに小さくなり、摩擦抵抗発生機構において高ヒステリシストルク発生時のツメのたたき音がさらに減少する。

なお、大摩擦抵抗の立ち上がり4段以上にしてもよい。

5. 第5実施形態

図56に示すように、大摩擦抵抗の立ち上がりを複数の段によって構成するのではなく滑らかにしてもよい。言い換えると、大摩擦抵抗の立ち上がりの中間摩擦抵抗は徐々に大きくなるようにしてもよい。図56では、中間摩擦抵抗がリニアに変化する例を実線で表している。さらに、図56では、角度に対するトルクの増加割合が小さくなっていく場合と大きくなっていく場合とを破線で表している。

【0123】

6. 他の実施形態

以上、本発明に従うクラッチ装置の一実施形態について説明したが、本発明は

かかる実施形態に限定されるものではなく、本発明の範囲を逸脱することなく種々の変形乃至修正が可能である。

【0 1 2 4】

【発明の効果】

本発明に係るダンパー機構では、微少振り振動に対しては、振り角度の小さな領域でも振り角度の大きな領域でも、摩擦抵抗抑制機構の回転方向隙間によって、その角度範囲内では摩擦抵抗発生機構は作動しない。つまり、振り特性 1 段目における微少振り振動に対しても大きな摩擦抵抗は発生せず、振り振動減衰機能が向上する。

【図面の簡単な説明】

【図 1】

本発明の一実施形態としてのクラッチ装置の縦断面概略図。

【図 2】

本発明の一実施形態としてのクラッチ装置の縦断面概略図。

【図 3】

フライホイールダンパーの平面図。

【図 4】

プレート連結部を説明するための図面であり、図 1 の部分拡大図。

【図 5】

摩擦抵抗発生機構を説明するための図面であり、図 1 の部分拡大図。

【図 6】

摩擦抵抗発生機構を説明するための図面であり、図 2 の部分拡大図。

【図 7】

摩擦抵抗発生機構を説明するための図面であり、フライホイールダンパーの背面図。

【図 8】

ハブフランジにおけるダンパー機構の平面図。

【図 9】

クラッチプレート、リテーニングプレートにおけるダンパー機構の平面図。

【図 1 0】

第 2 スプリングシートの平面図。

【図 1 1】

第 2 スプリングシートの側面図であり、図 1 0 の XI 矢視図。

【図 1 2】

第 2 スプリングシートの正面図であり、図 1 0 の XII 矢視図。

【図 1 3】

第 2 スプリングシートの背面図であり、図 1 0 の XIII 矢視図。

【図 1 4】

第 1 スプリングシートの正面図。

【図 1 5】

第 1 スプリングシートの側面図であり、図 1 4 の XV 矢視図。

【図 1 6】

第 1 スプリングシートの背面図であり、図 1 5 の XVI 矢視図。

【図 1 7】

第 1 スプリングシートの縦断面図であり、図 1 6 の XVII-XVII に沿った断面図

。

【図 1 8】

第 2 スプリングシートとハブフランジとの係合を説明するための部分平面図。

【図 1 9】

第 2 スプリングシートとクラッチプレート及びリテーニングプレートとの係合を説明するための部分平面図。

【図 2 0】

ダンパー機構の機械回路図。

【図 2 1】

ダンパー機構の振り特性線図。

【図 2 2】

小コイルスプリングの動作を説明するための部分平面図。

【図 2 3】

小コイルスプリングの動作を説明するための部分平面図。

【図 2 4】

摩擦抵抗発生機構の動作を説明するための図。

【図 2 5】

摩擦抵抗発生機構の動作を説明するための図。

【図 2 6】

摩擦抵抗発生機構の動作を説明するための図。

【図 2 7】

ダンパー機構の振り特性線図。

【図 2 8】

ダンパー機構の振り特性線図。

【図 2 9】

ダンパー機構の振り特性線図。

【図 3 0】

第 2 実施形態における摩擦抵抗発生機構を説明するための図面。

【図 3 1】

第 2 実施形態における摩擦抵抗発生機構を説明するための図面。

【図 3 2】

第 1 高摩擦係数フリクションワッシャの平面図（第 2 実施形態）。

【図 3 3】

第 1 高摩擦係数フリクションワッシャの背面図（第 2 実施形態）。

【図 3 4】

第 2 高摩擦係数フリクションワッシャの平面図（第 2 実施形態）。

【図 3 5】

第 2 高摩擦係数フリクションワッシャの背面図（第 2 実施形態）。

【図 3 6】

入力側フリクションプレートの平面図。（第 2 実施形態）

【図 3 7】

ブッシュの平面図（第 2 実施形態）。

【図 3 8】

第 1 低摩擦係数フリクションワッシャの平面図（第 2 実施形態）。

【図 3 9】

第 1 回転方向係合部の構成を説明するための部分側面図（第 2 実施形態）。

【図 4 0】

第 1 回転方向係合部と第 2 回転方向係合部の構成を説明するための部分平面図（第 2 実施形態）。

【図 4 1】

ダンパー機構の機械回路図（第 2 実施形態）。

【図 4 2】

ダンパー機構の振り特性線図（第 2 実施形態）。

【図 4 3】

ダンパー機構の振り特性線図（第 2 実施形態）。

【図 4 4】

ダンパー機構の振り特性線図（第 2 実施形態）。

【図 4 5】

ダンパー機構の振り特性線図（第 2 実施形態）。

【図 4 6】

第 2 実施形態における摩擦抵抗発生機構の縦断面概略図（第 2 実施形態）。

【図 4 7】

第 2 実施形態における摩擦抵抗発生機構の縦断面概略図（第 2 実施形態）。

【図 4 8】

第 1 回転方向係合部を説明するための平面図（第 3 実施形態）。

【図 4 9】

第 2 回転方向係合部を説明するための平面図（第 3 実施形態）。

【図 5 0】

摩擦抵抗発生機構の組立を説明するための縦断面概略図（第 3 実施形態）。

【図 5 1】

ダンパー機構の機械回路図（第 3 実施形態）。

【図 5 2】

第 4 実施形態におけるダンパー機構の機械回路図。

【図 5 3】

ダンパー機構の振り特性線図（第 4 実施形態）。

【図 5 4】

第 5 実施形態におけるダンパー機構の機械回路図。

【図 5 5】

ダンパー機構の振り特性線図（第 5 実施形態）。

【図 5 6】

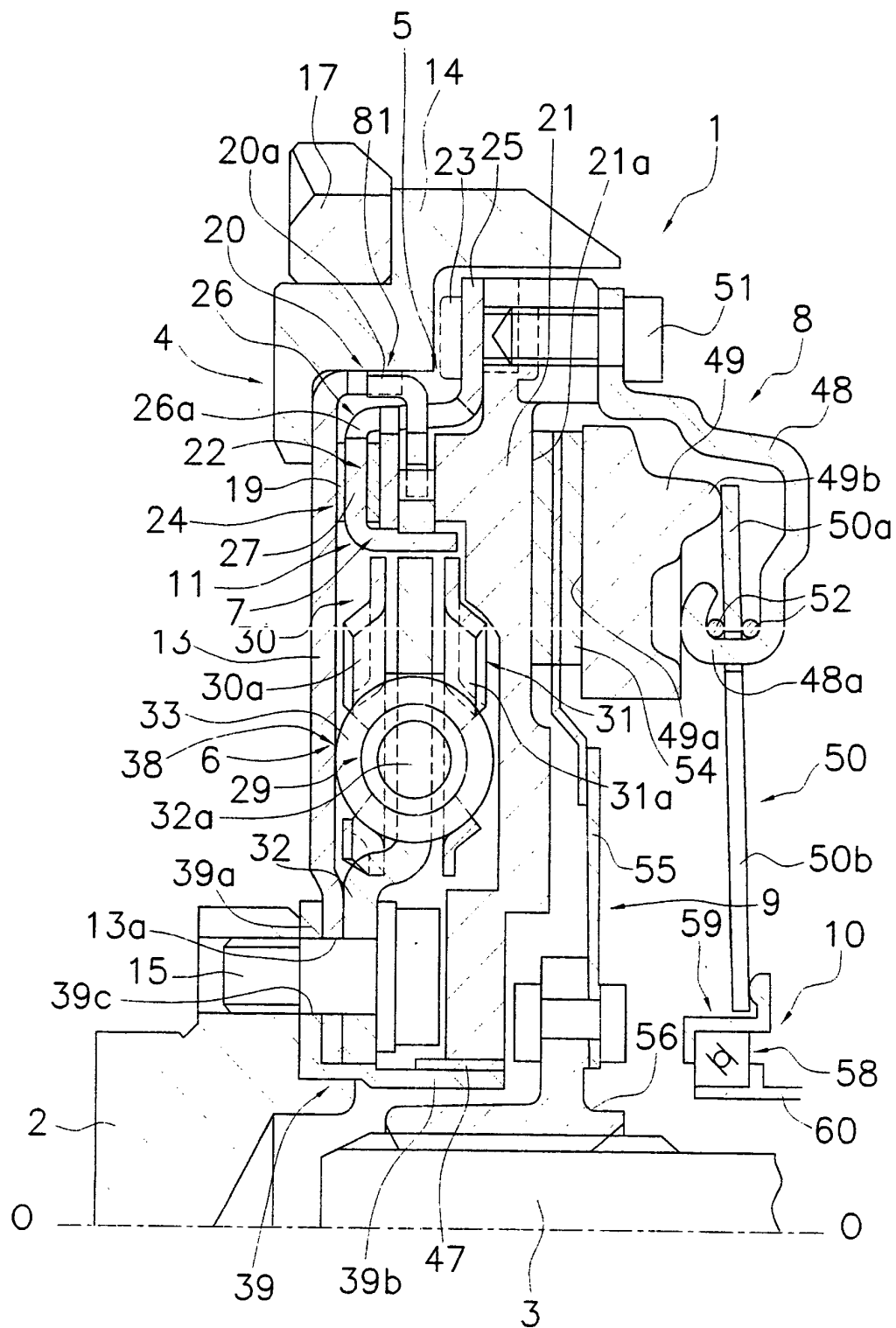
ダンパー機構の振り特性線図（第 5 実施形態）。

【符号の説明】

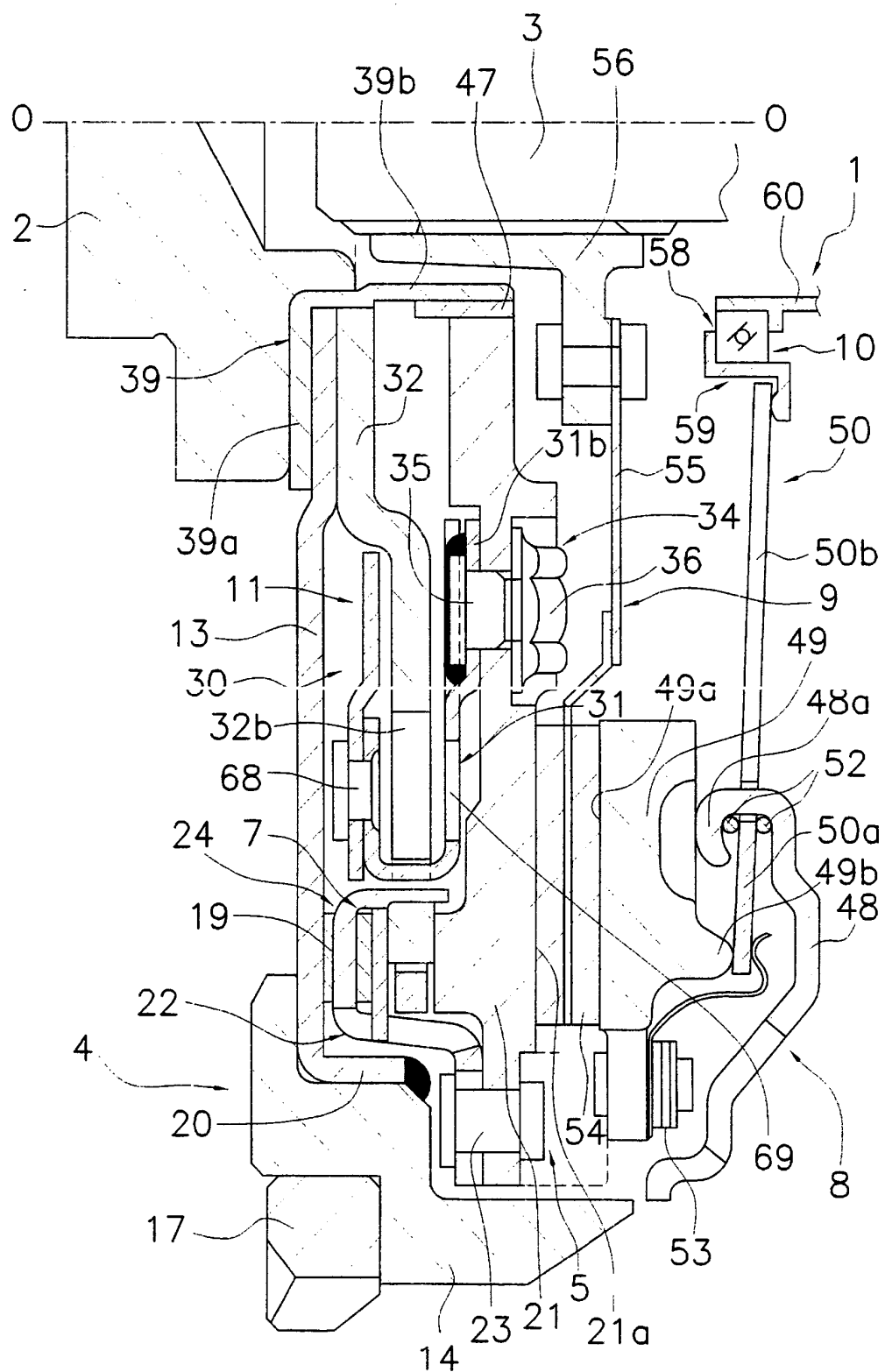
- 6 ダンパー機構
- 7 摩擦抵抗発生機構
- 3 0, 3 1 出力側円板状プレート（第 2 回転部材）
- 3 2 入力側円板状プレート（第 1 回転部材）
- 3 3 コイルスプリング（第 2 弾性部材）
- 4 5 小コイルスプリング（第 1 弾性部材）
- 7 9 回転方向隙間

【書類名】 図面

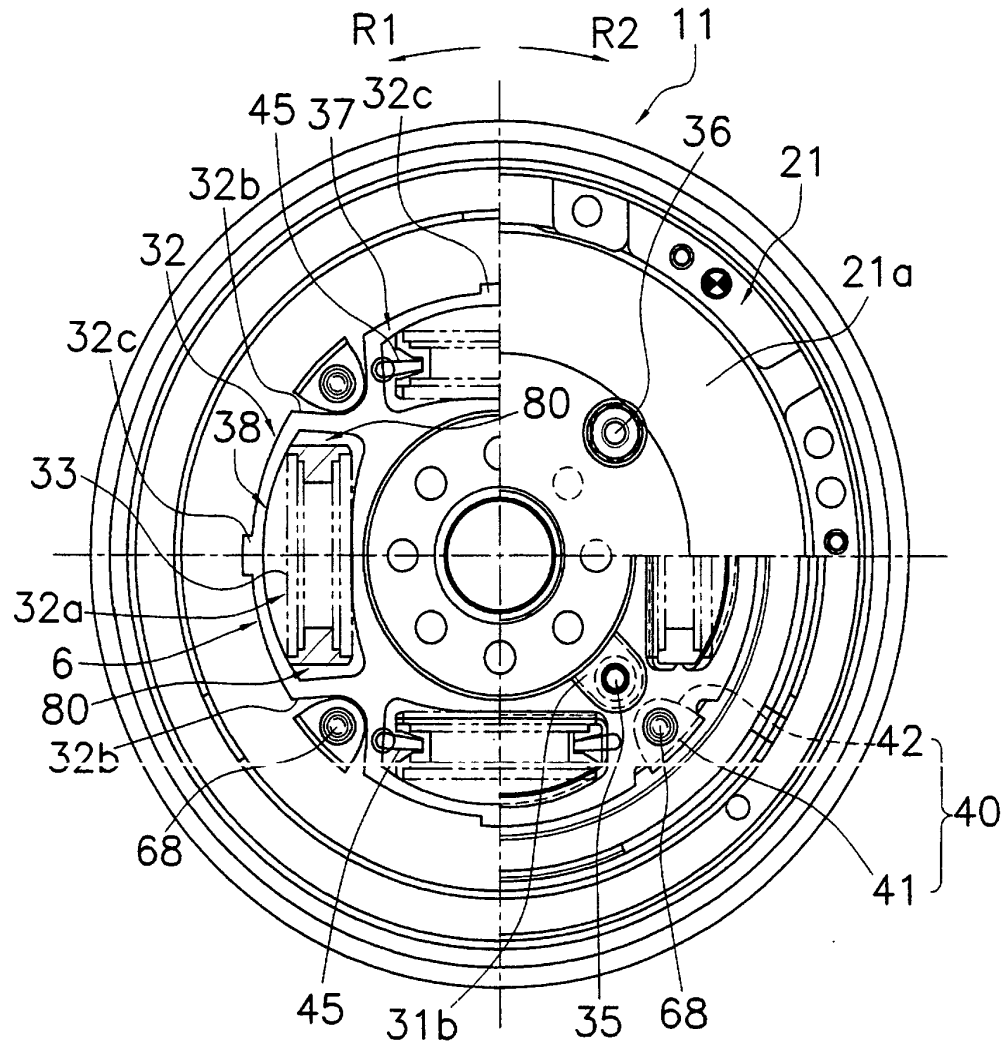
【図 1】



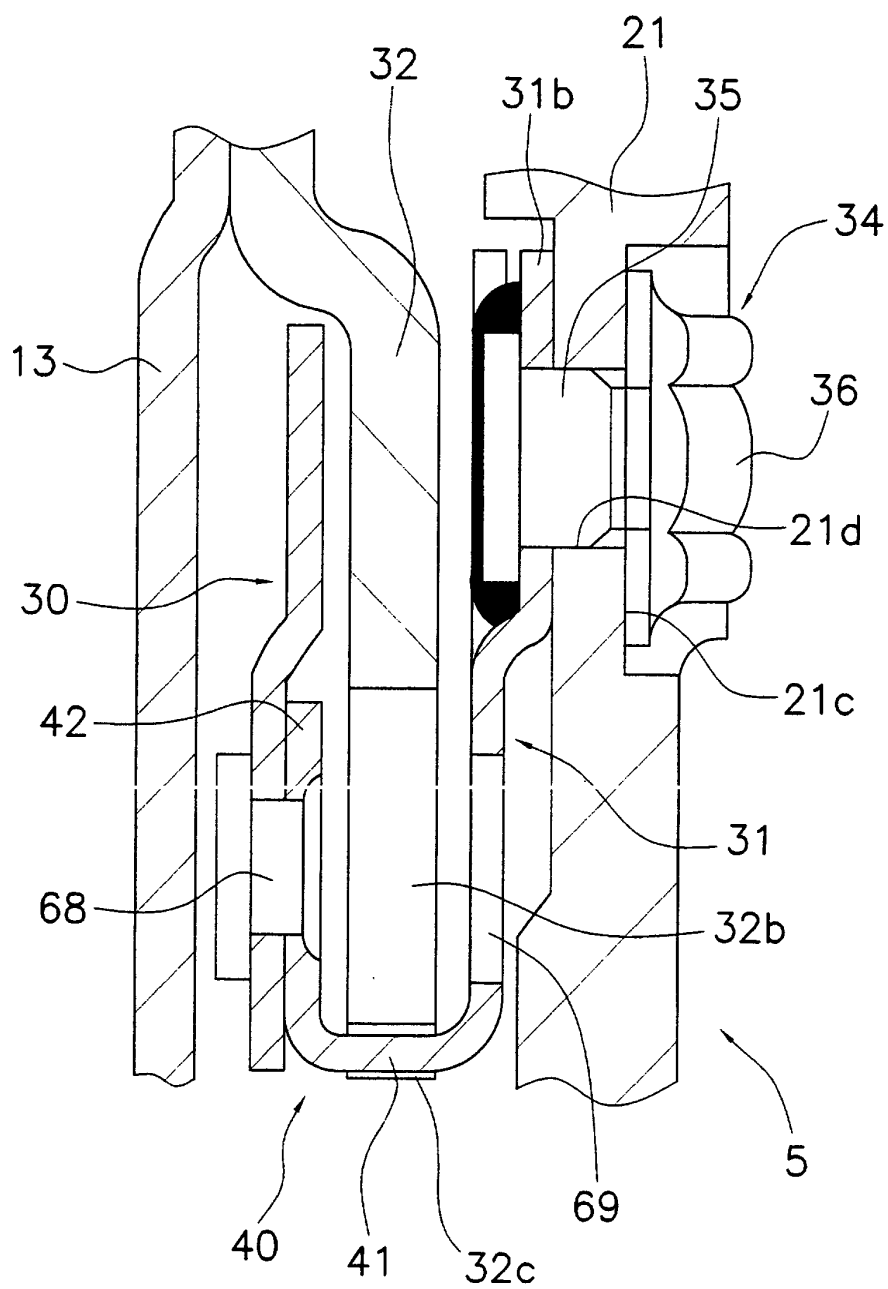
【図 2】



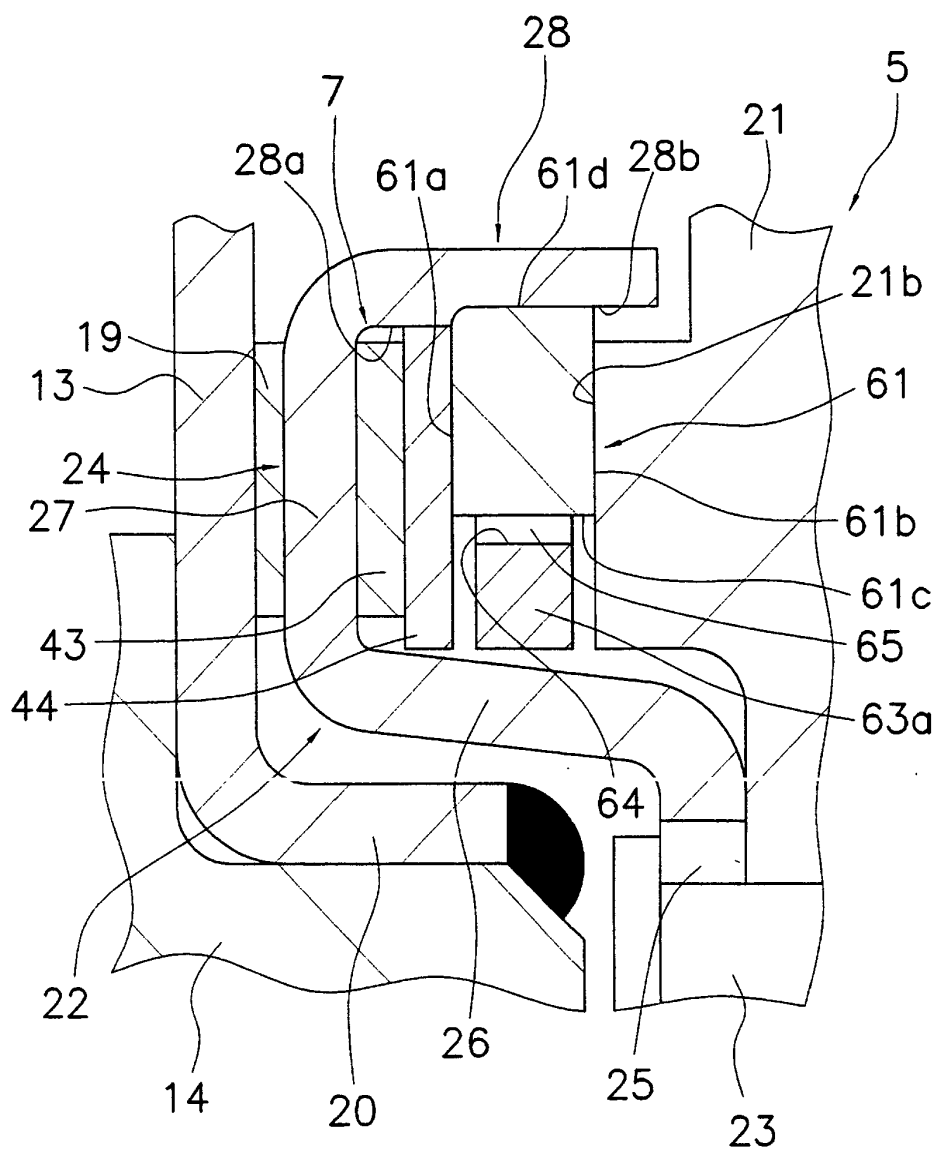
【図 3】



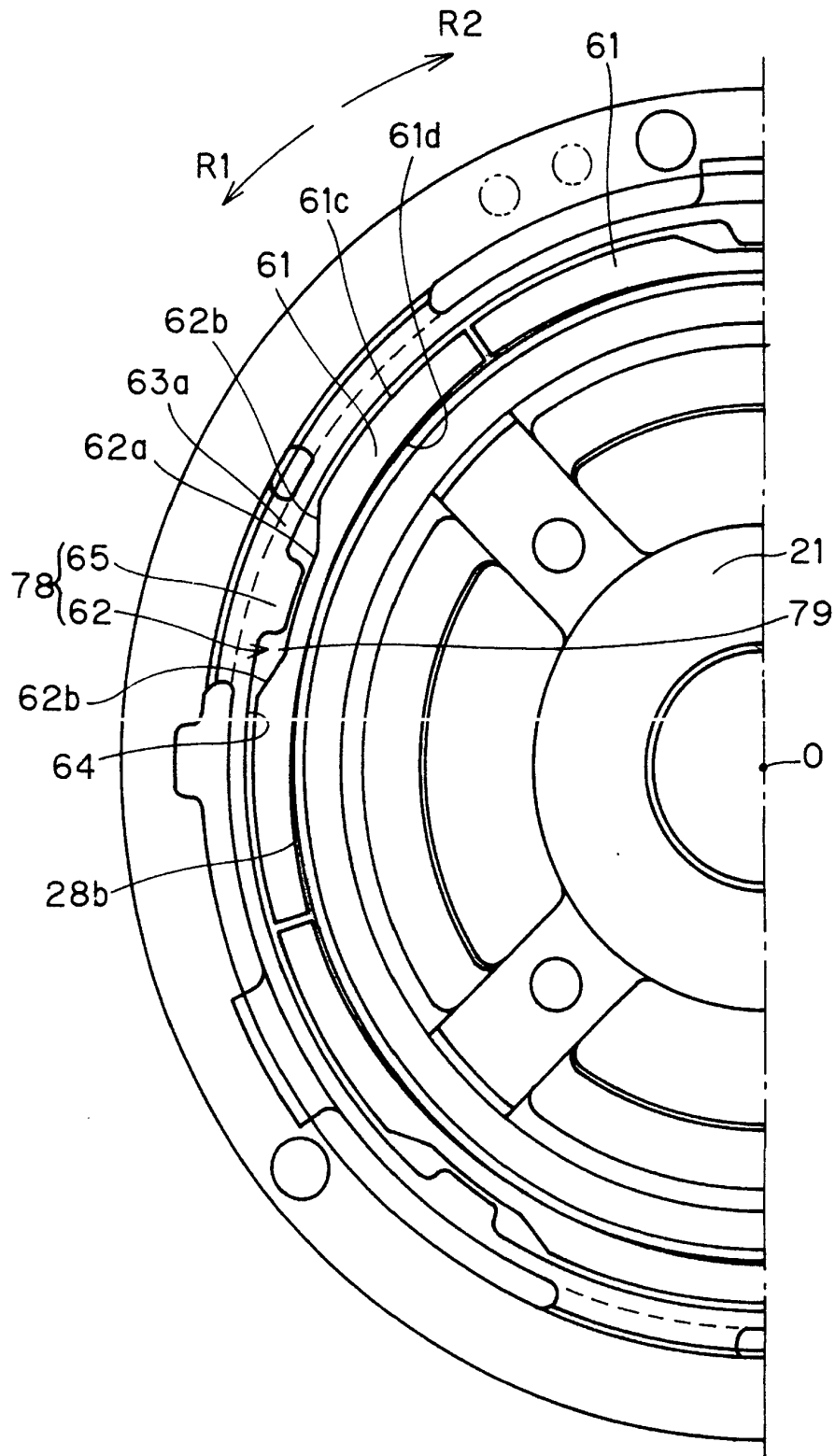
【図 4】



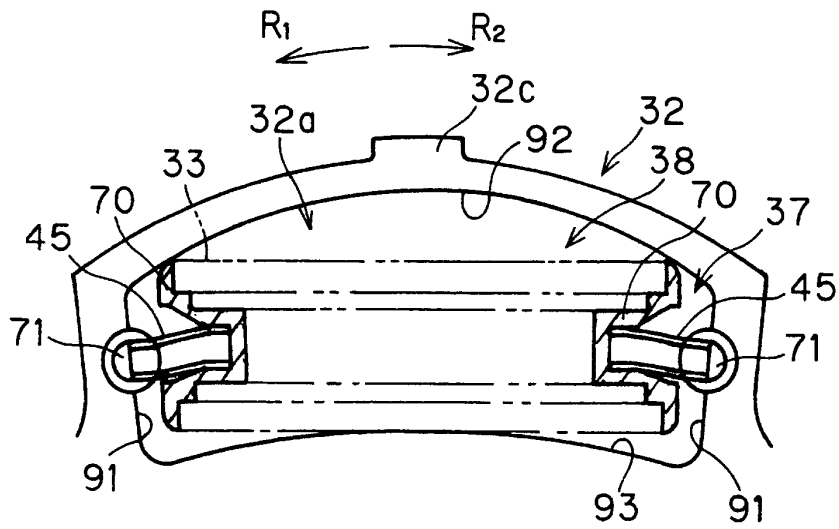
【図 6】



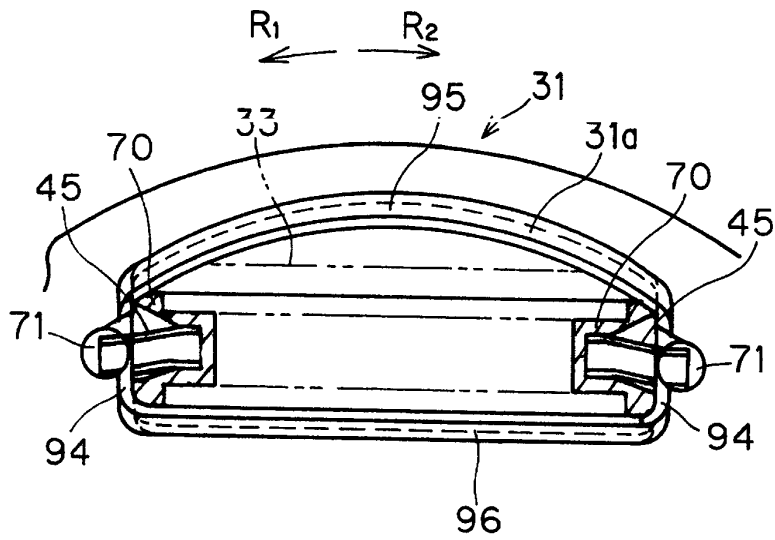
【図 7】



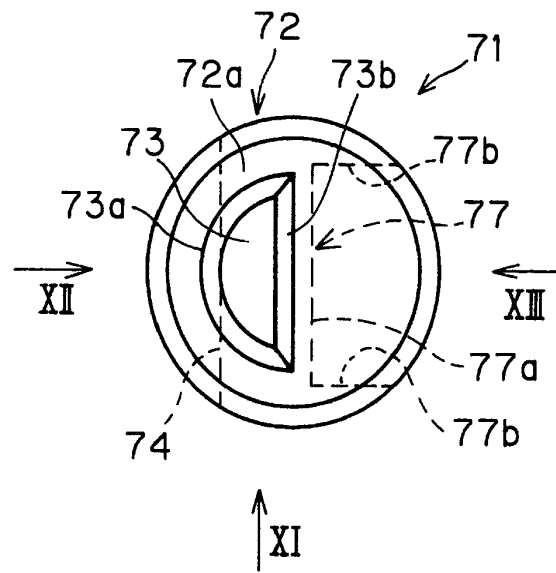
【図 8】



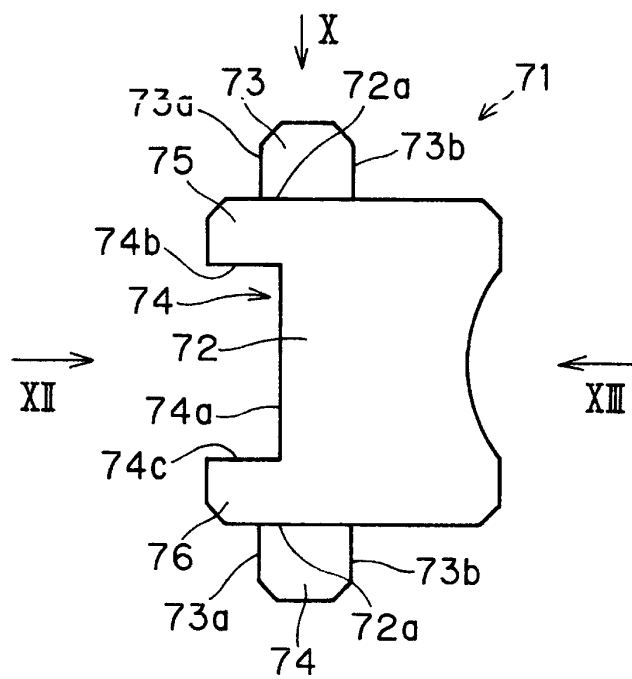
【図 9】



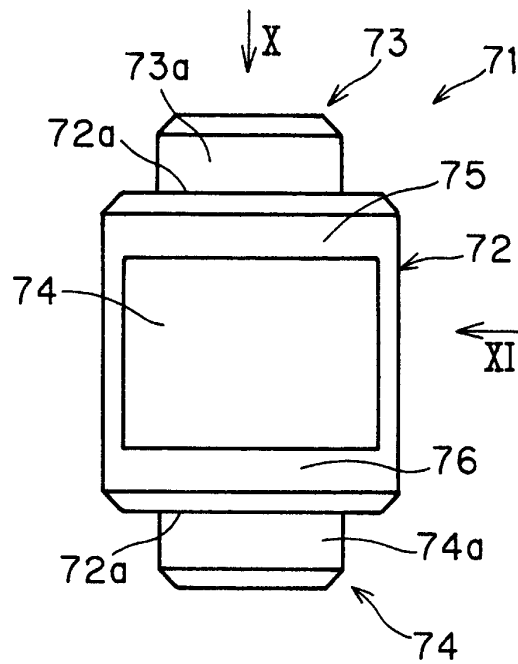
【図10】



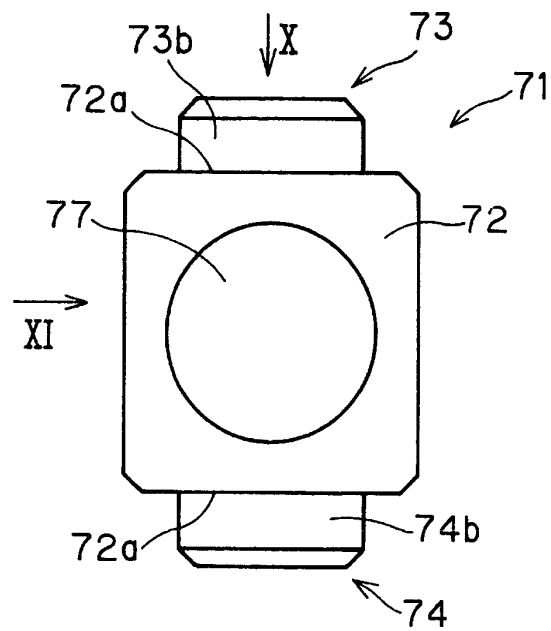
【図11】



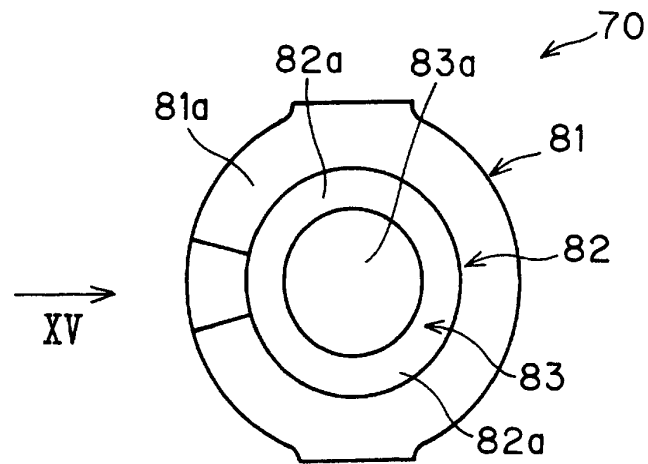
【図 12】



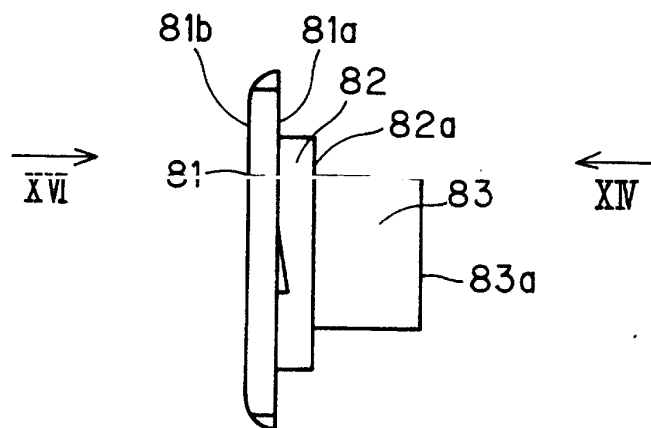
【図 13】



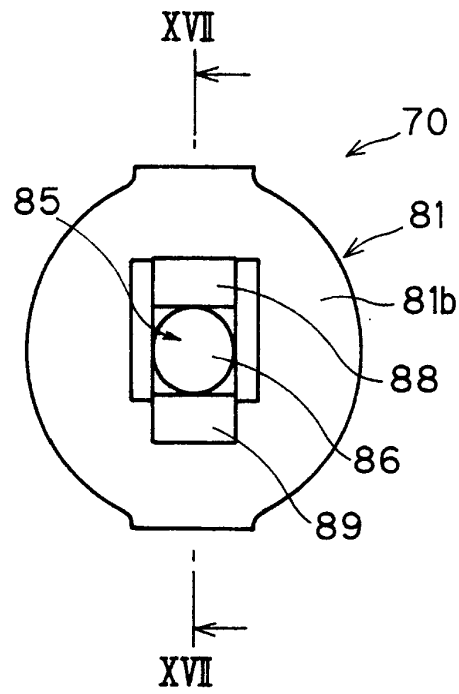
【図 14】



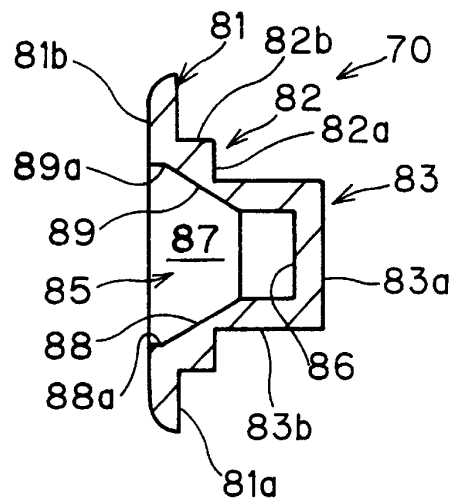
【図 15】



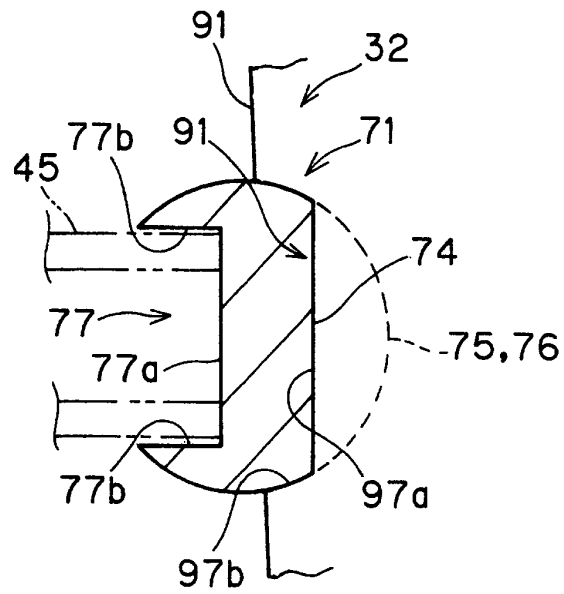
【図 16】



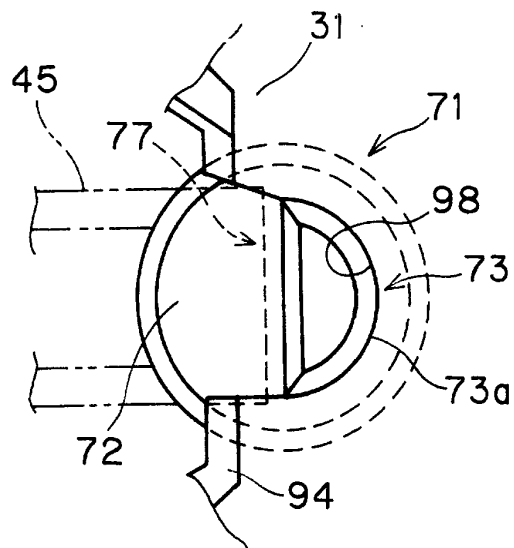
【図 17】



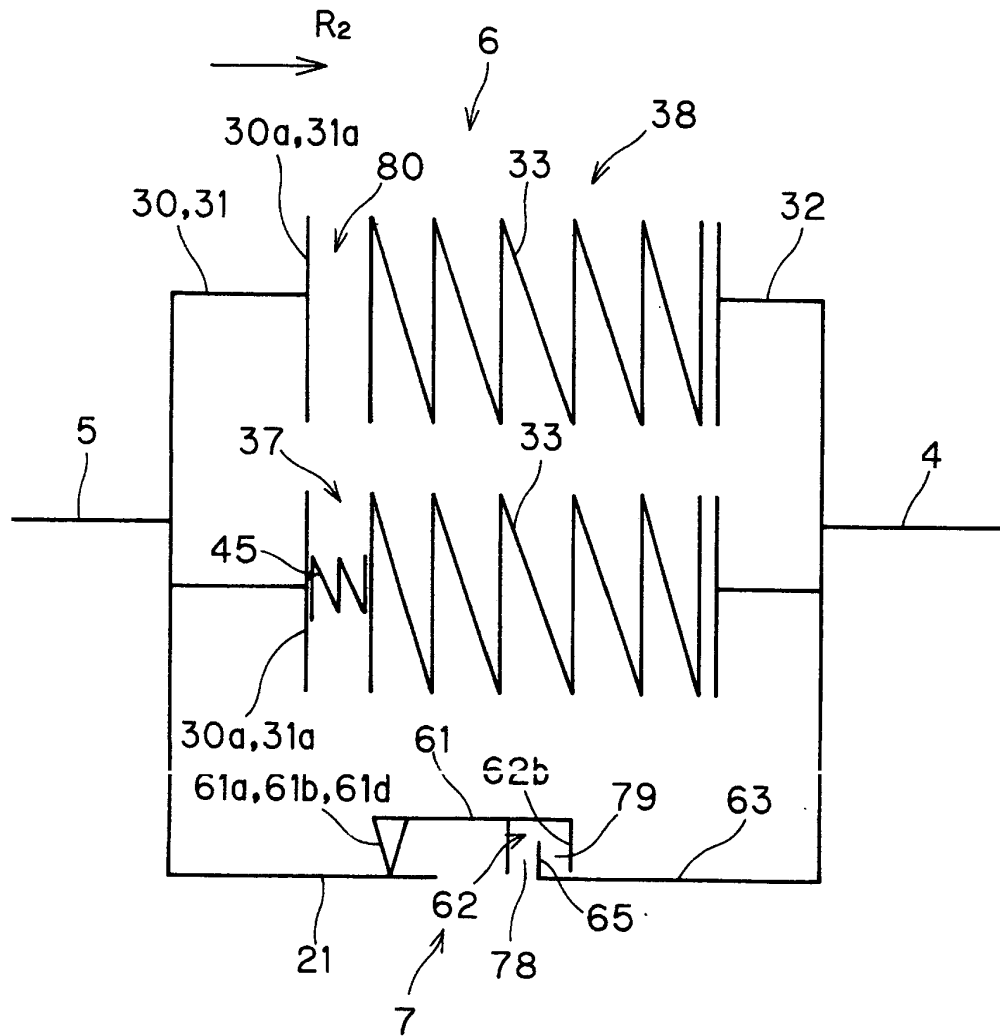
【図 18】



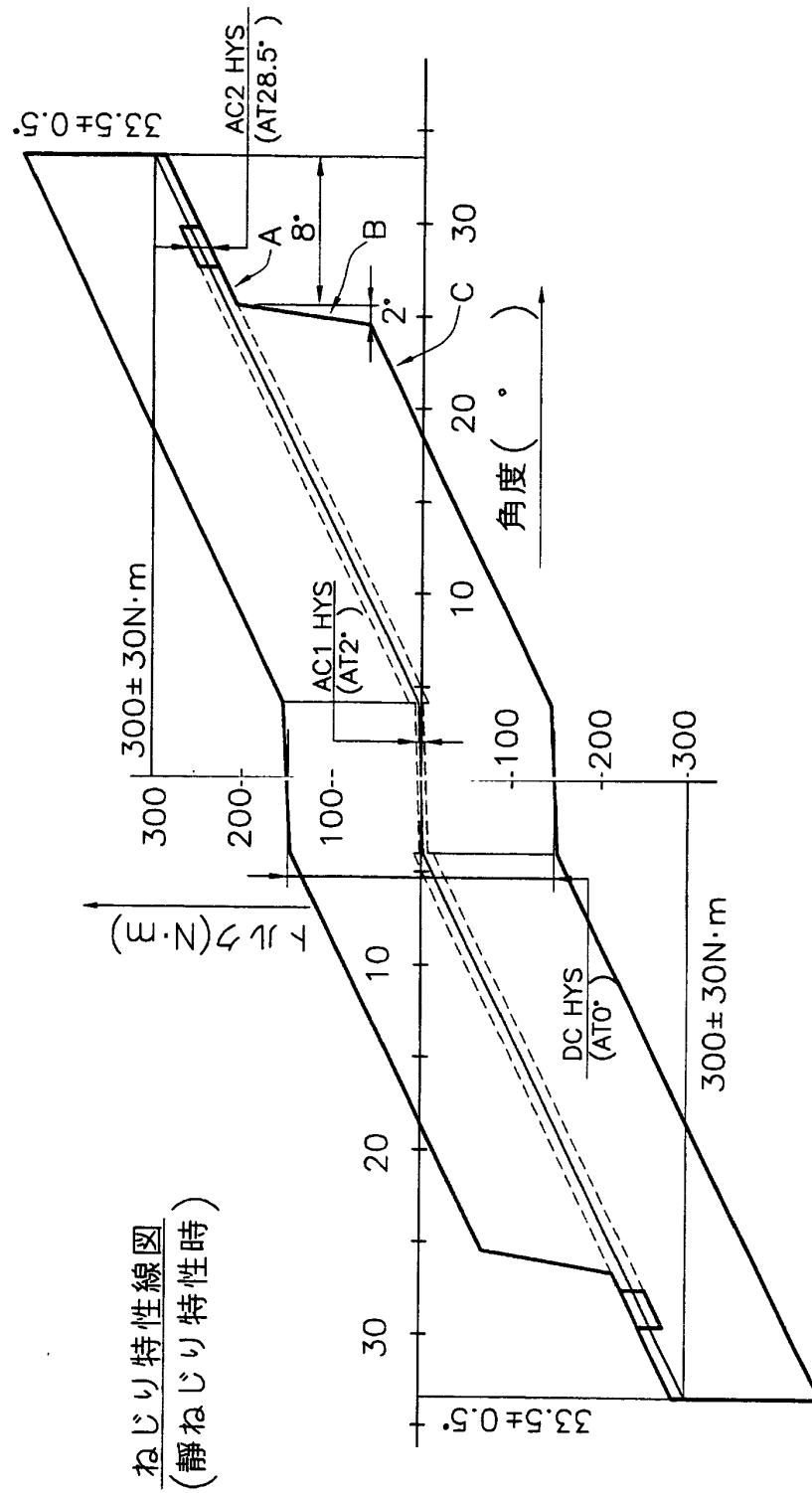
【図 19】



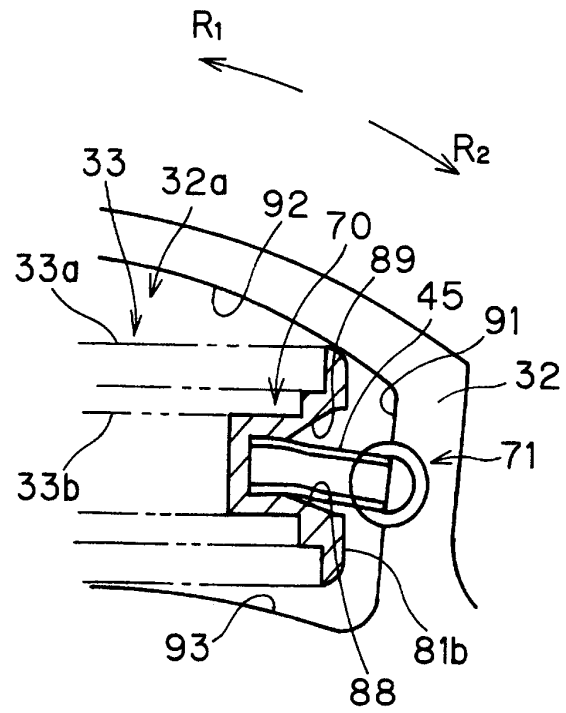
【図 20】



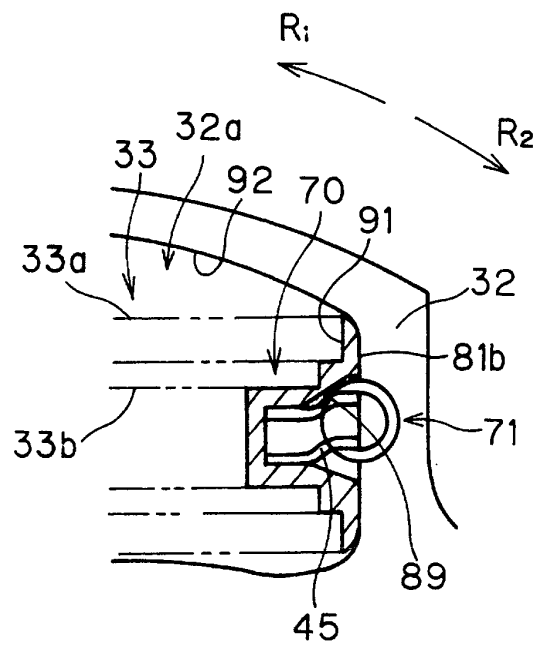
【図 21】



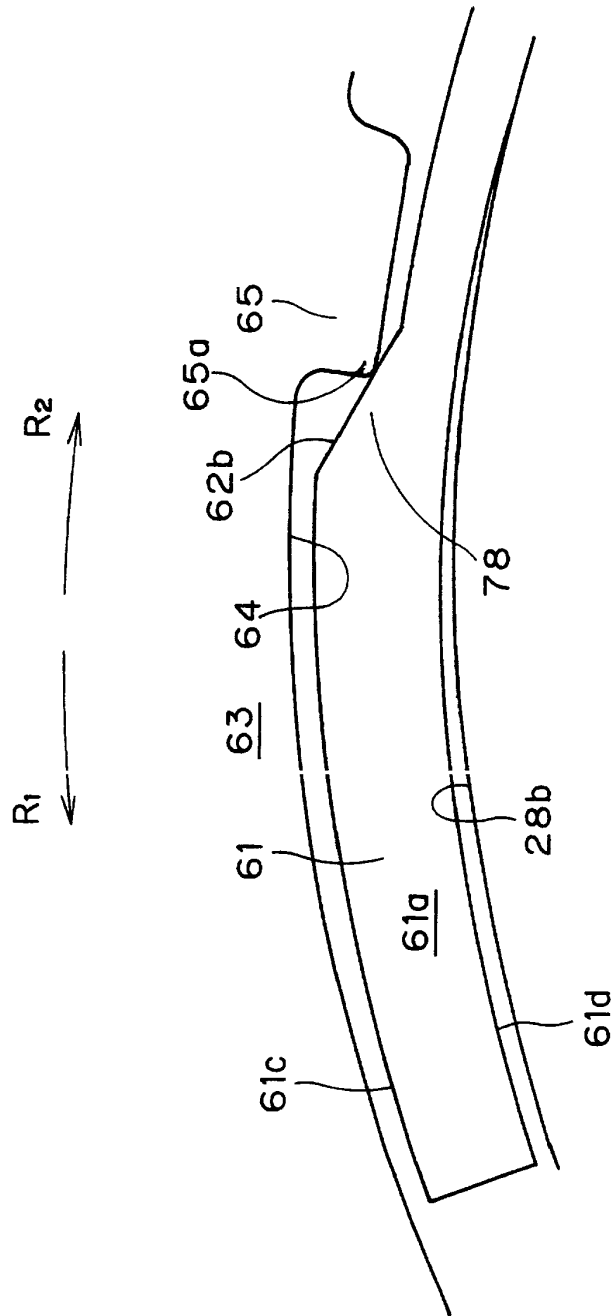
【図 22】



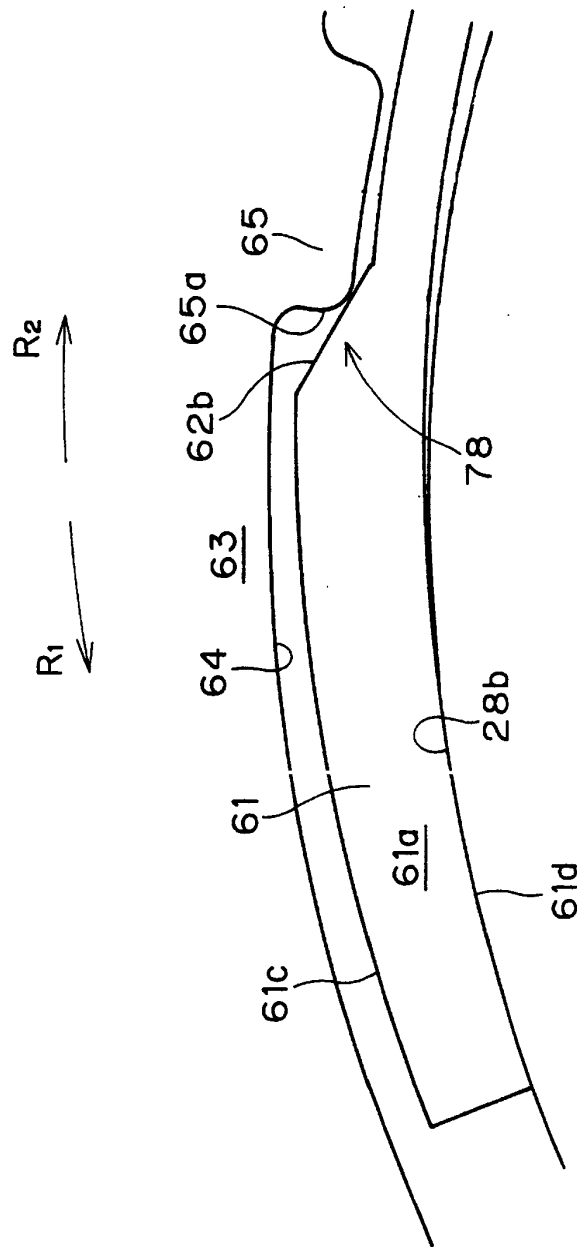
【図 23】



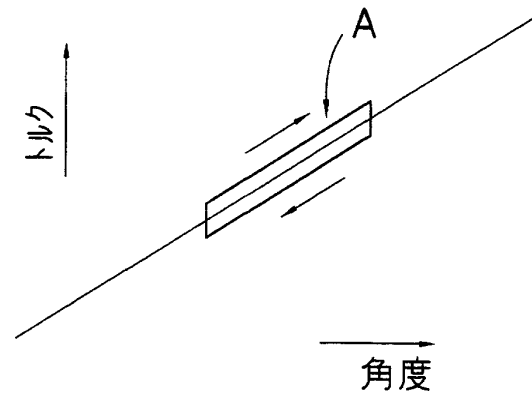
【図 25】



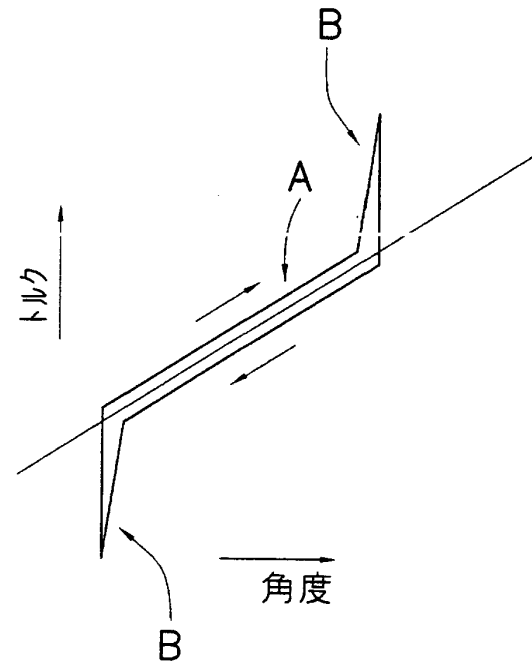
【図 26】



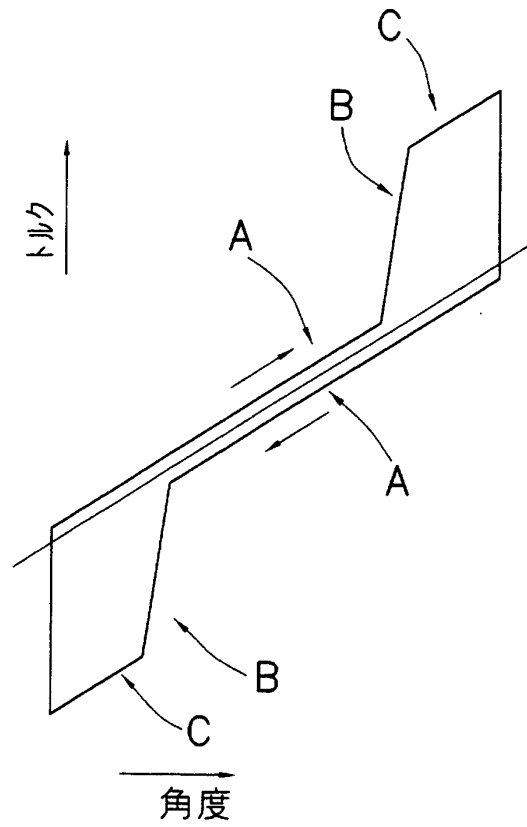
【図 27】



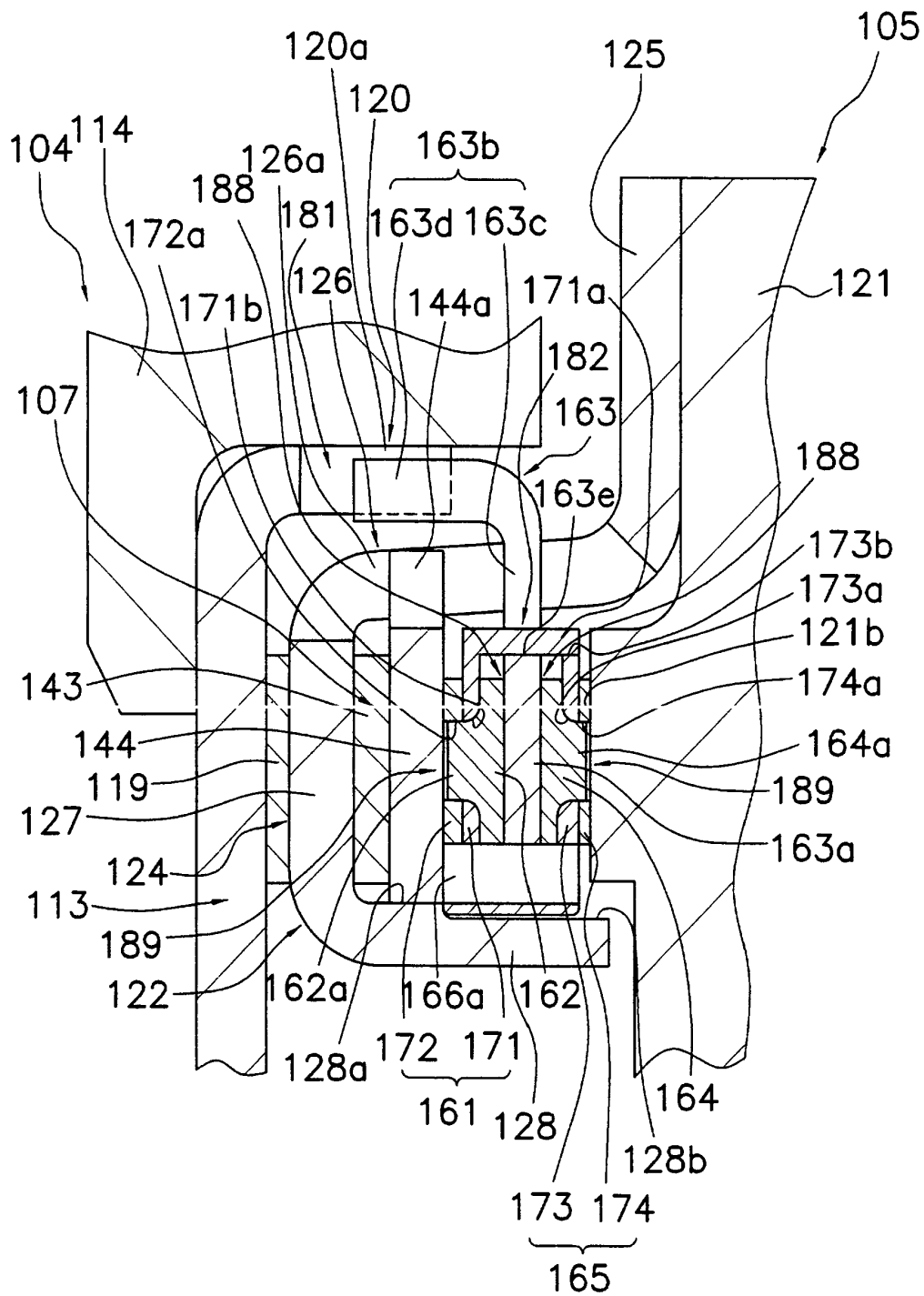
【図 28】



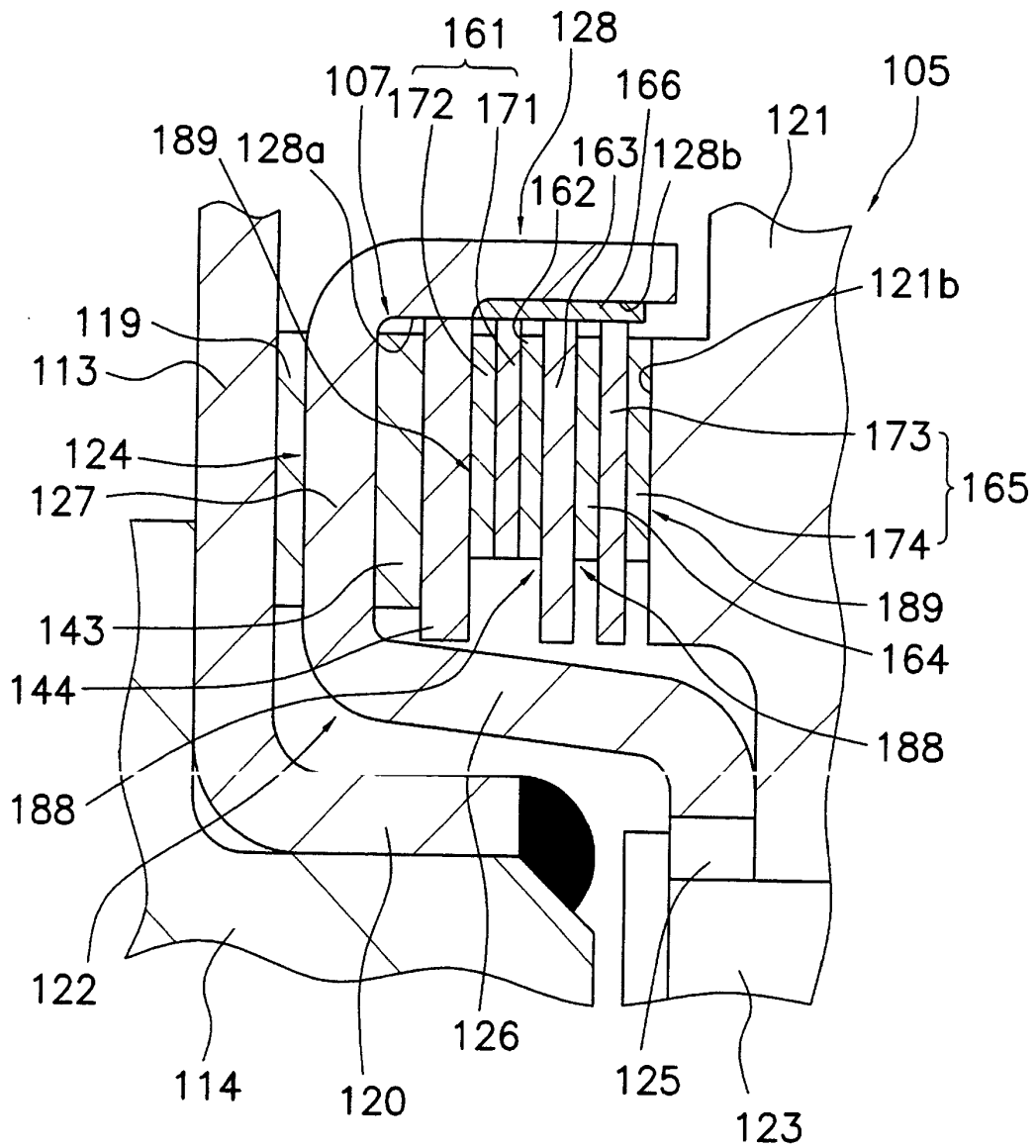
【図 29】



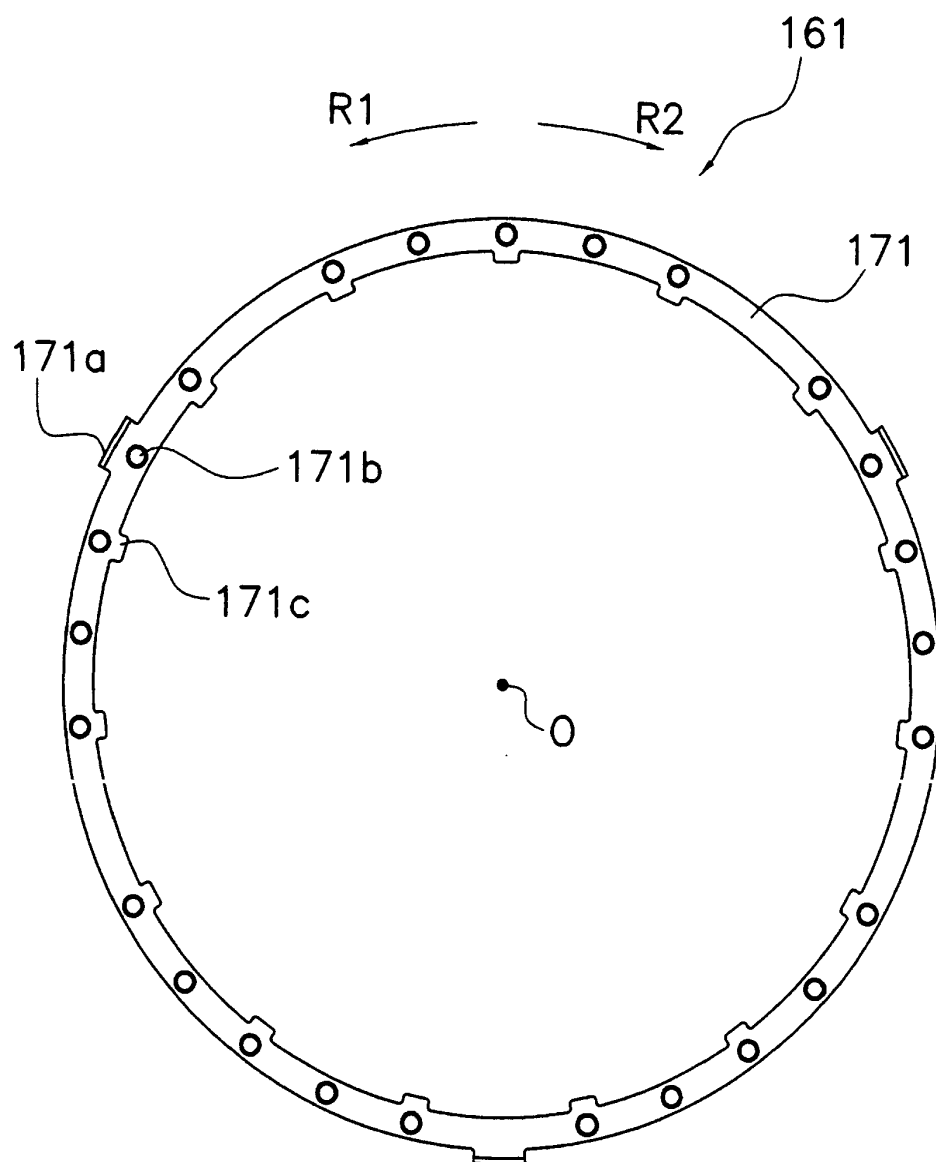
【図 30】



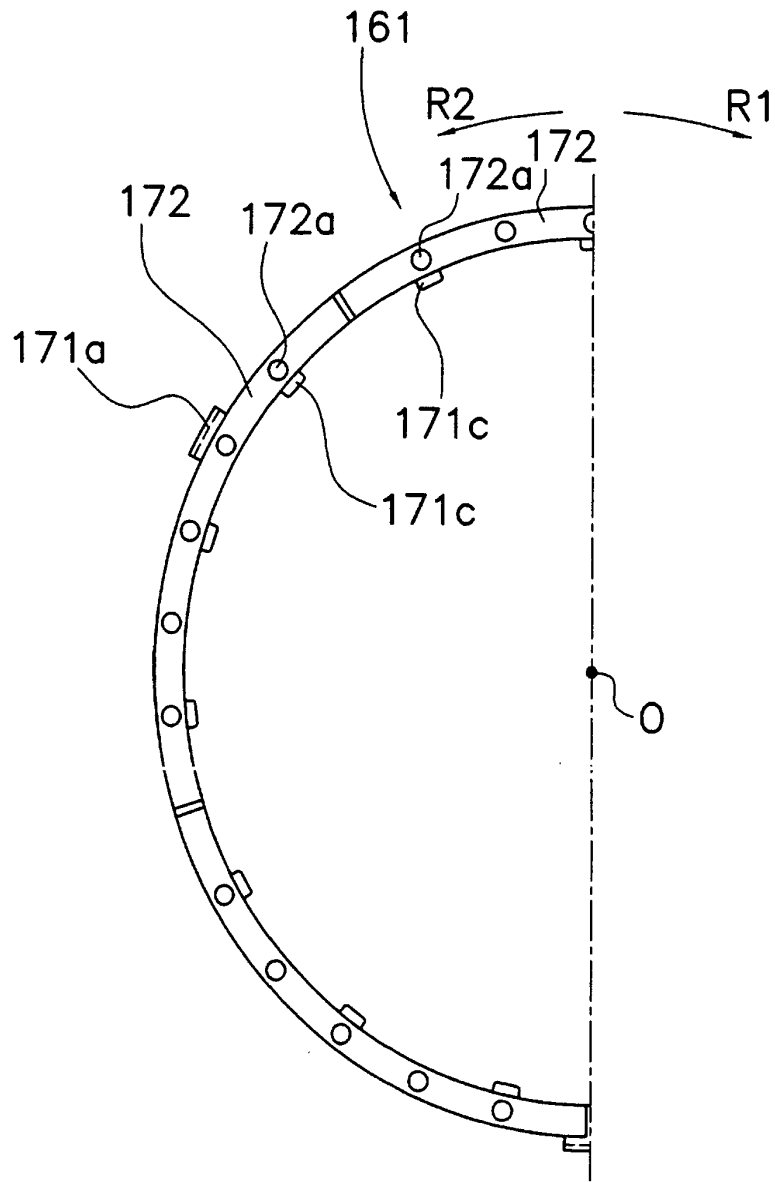
【図 31】



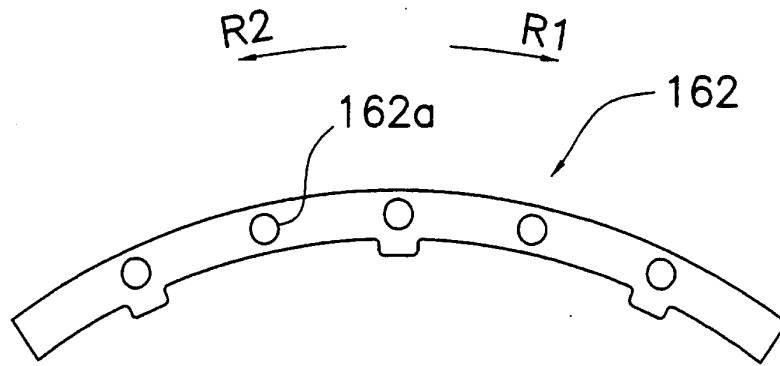
【図 3 2】



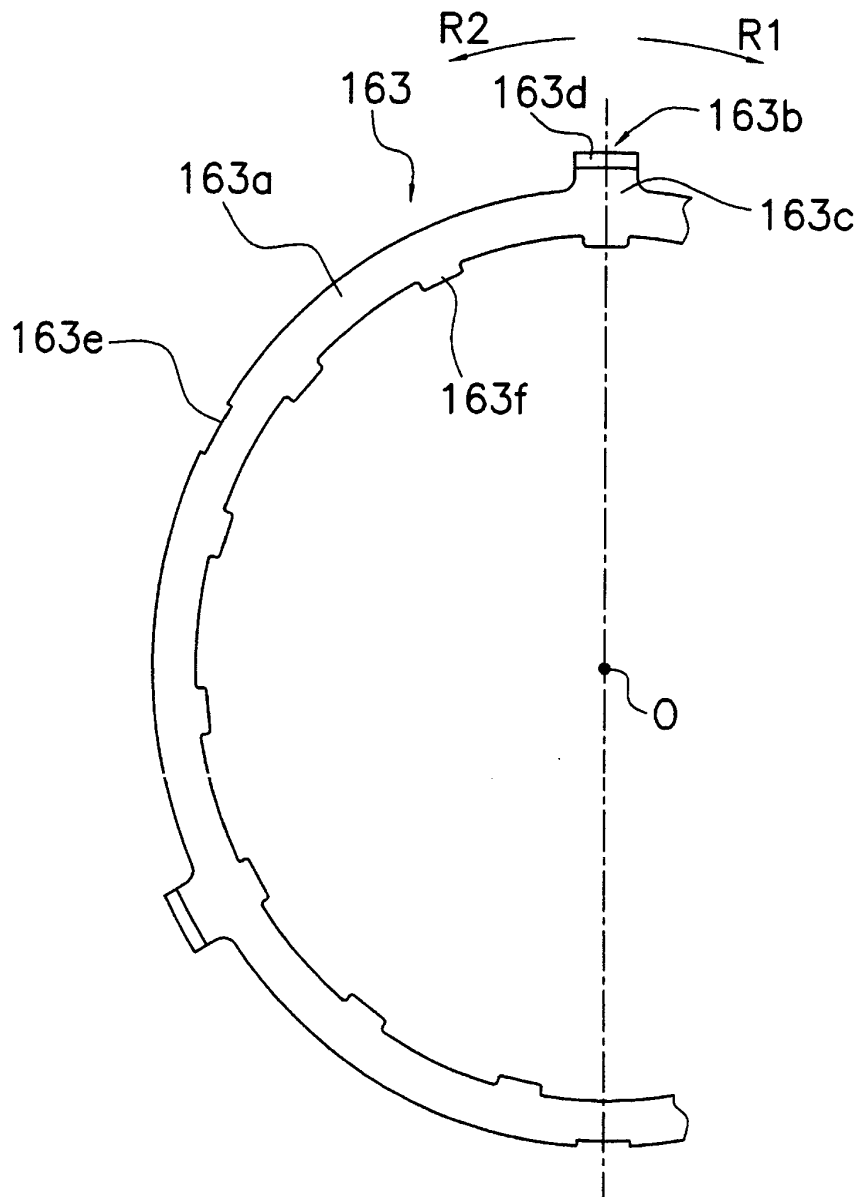
【図 33】



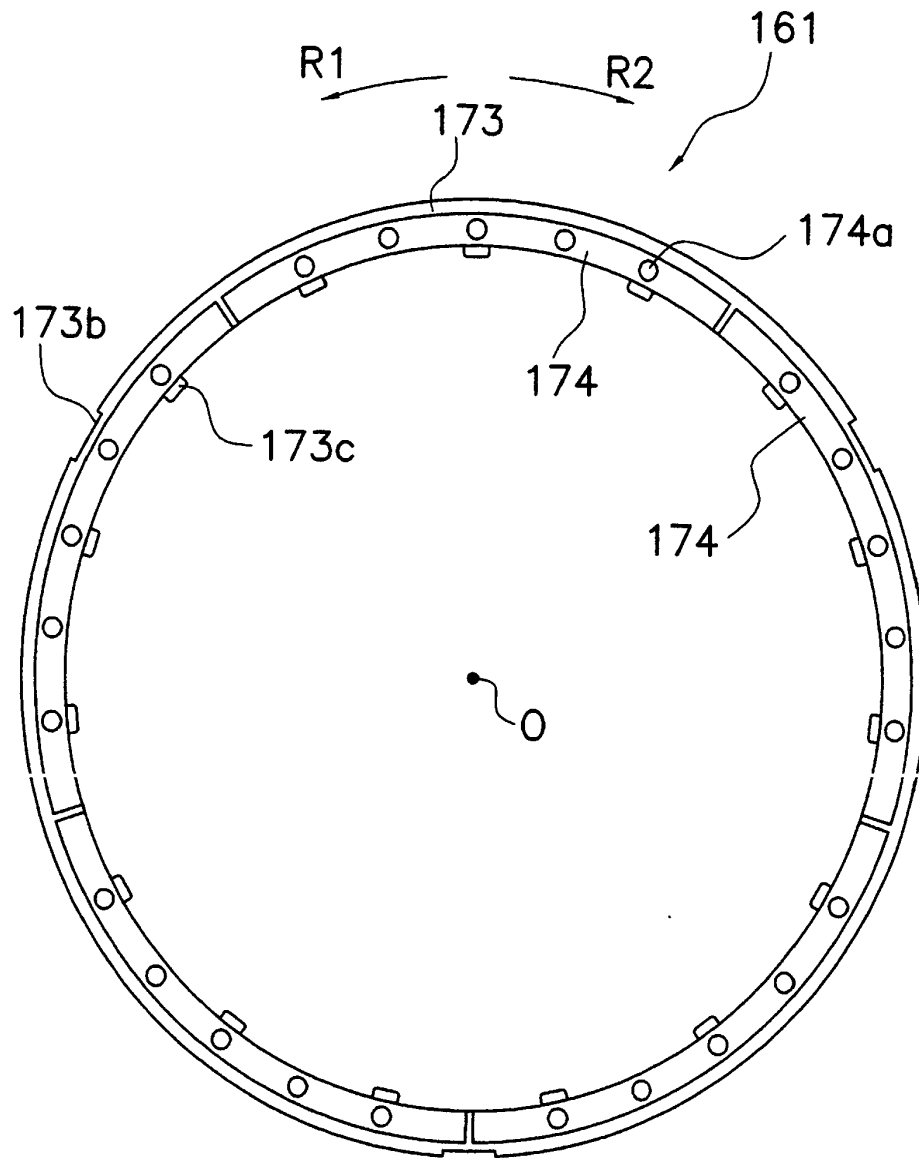
【図 34】



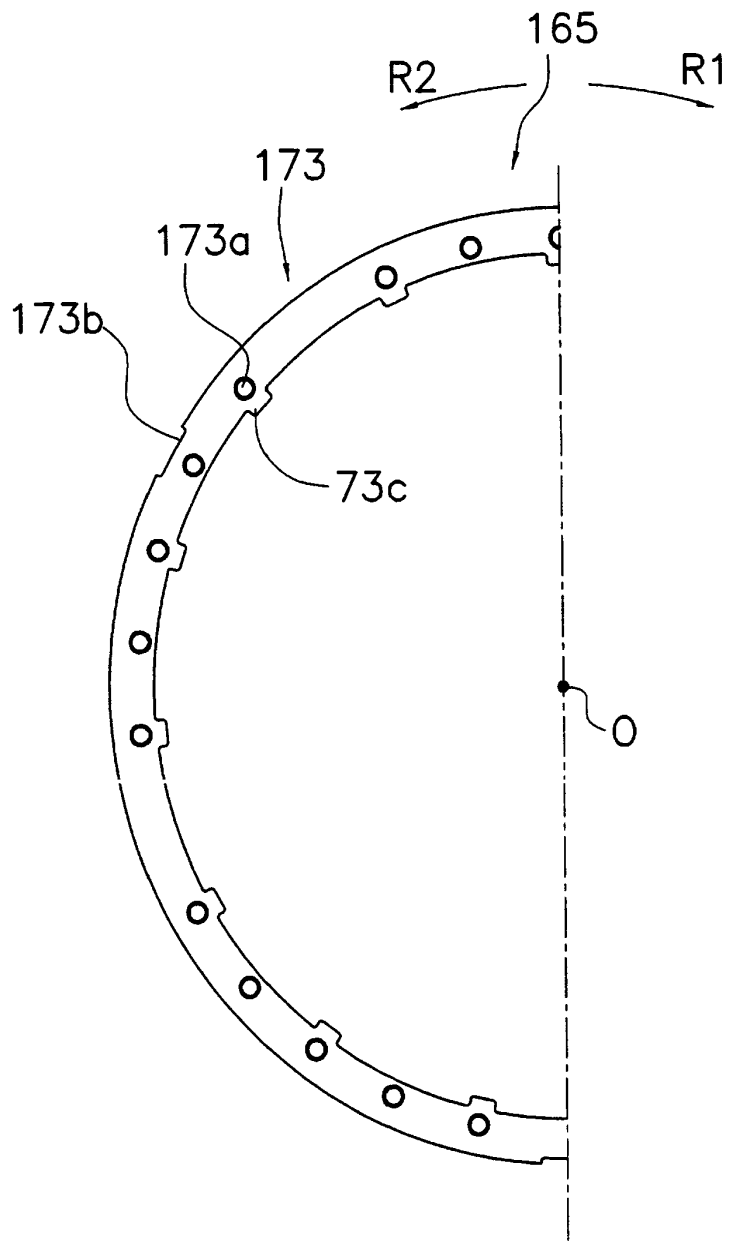
【図 35】



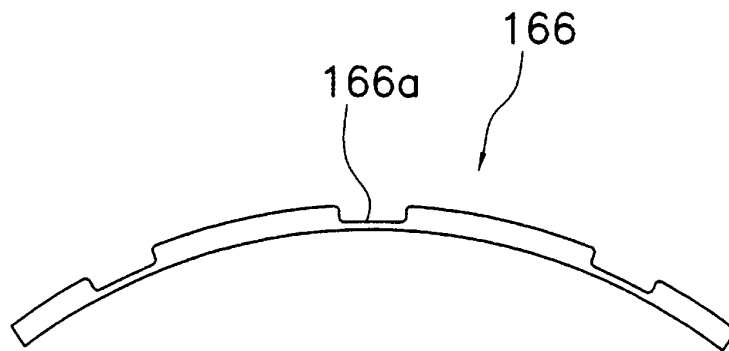
【図 36】



【図 37】

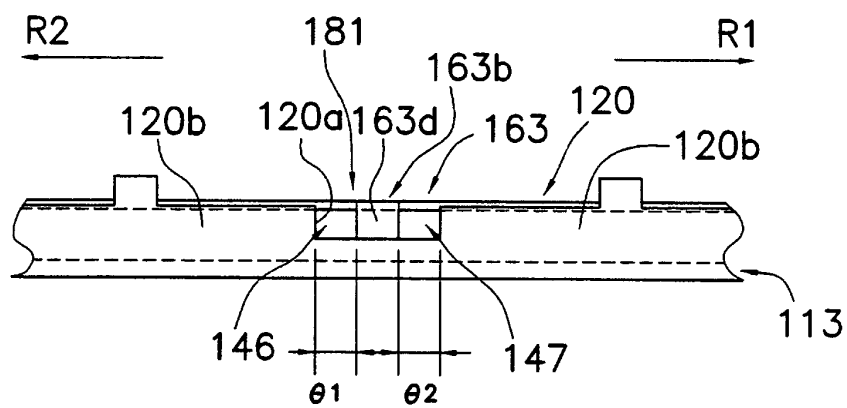


【図 38】

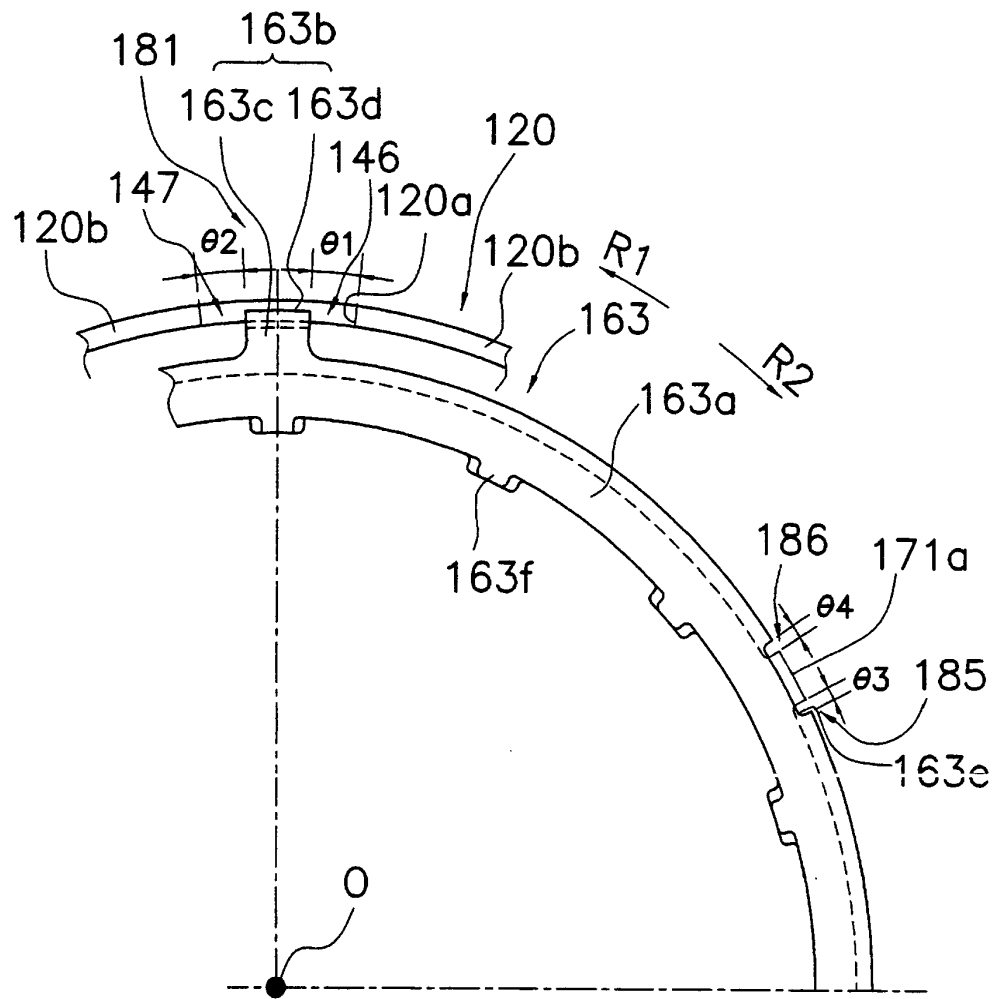


0

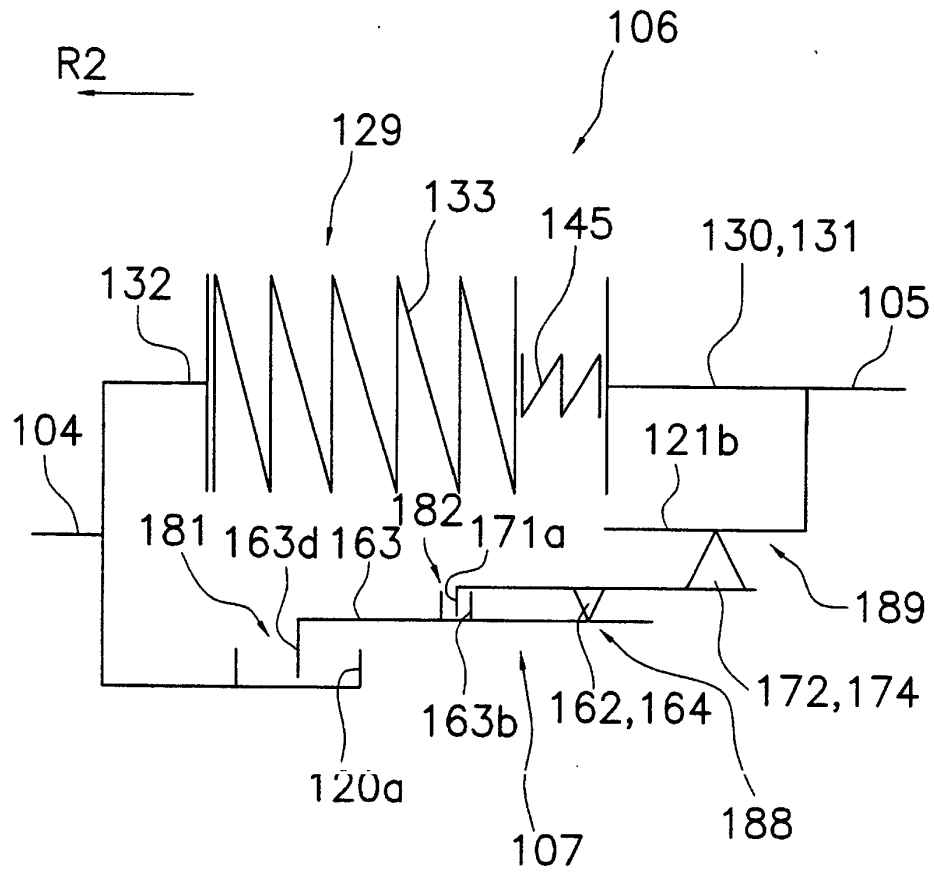
【図 39】



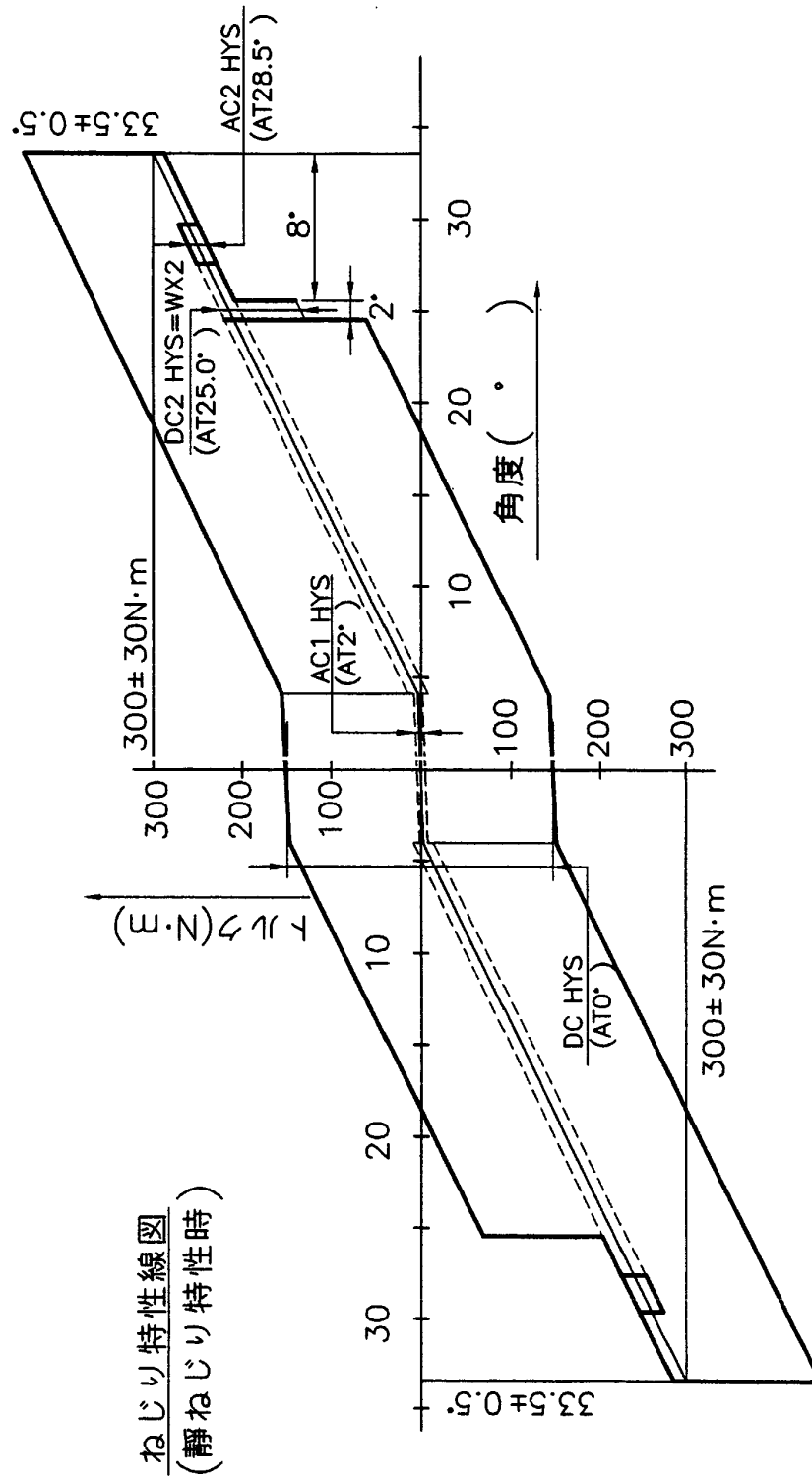
【図 40】



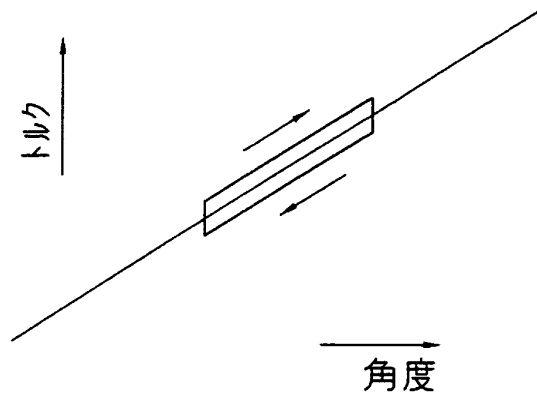
【図 41】



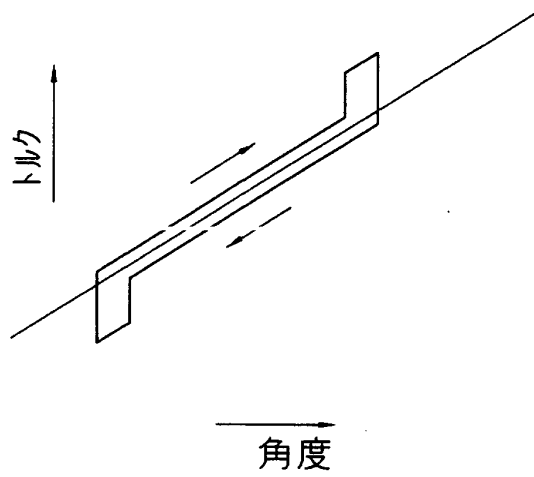
【図 4 2】



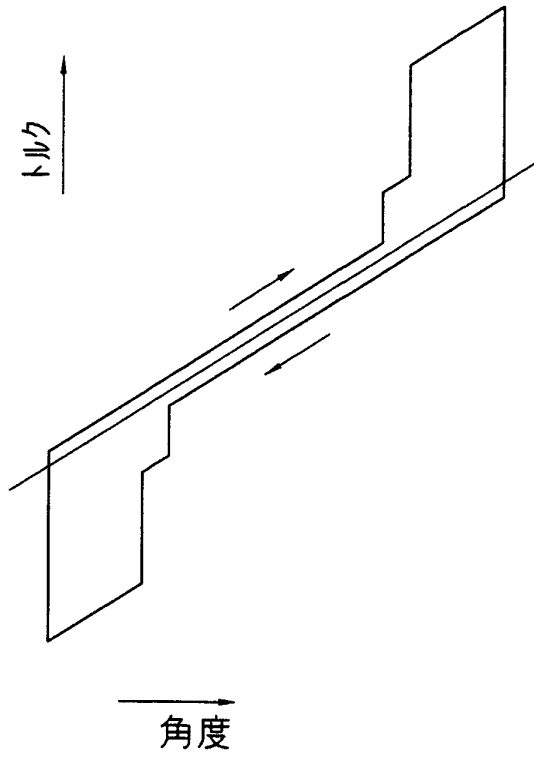
【図 4 3】



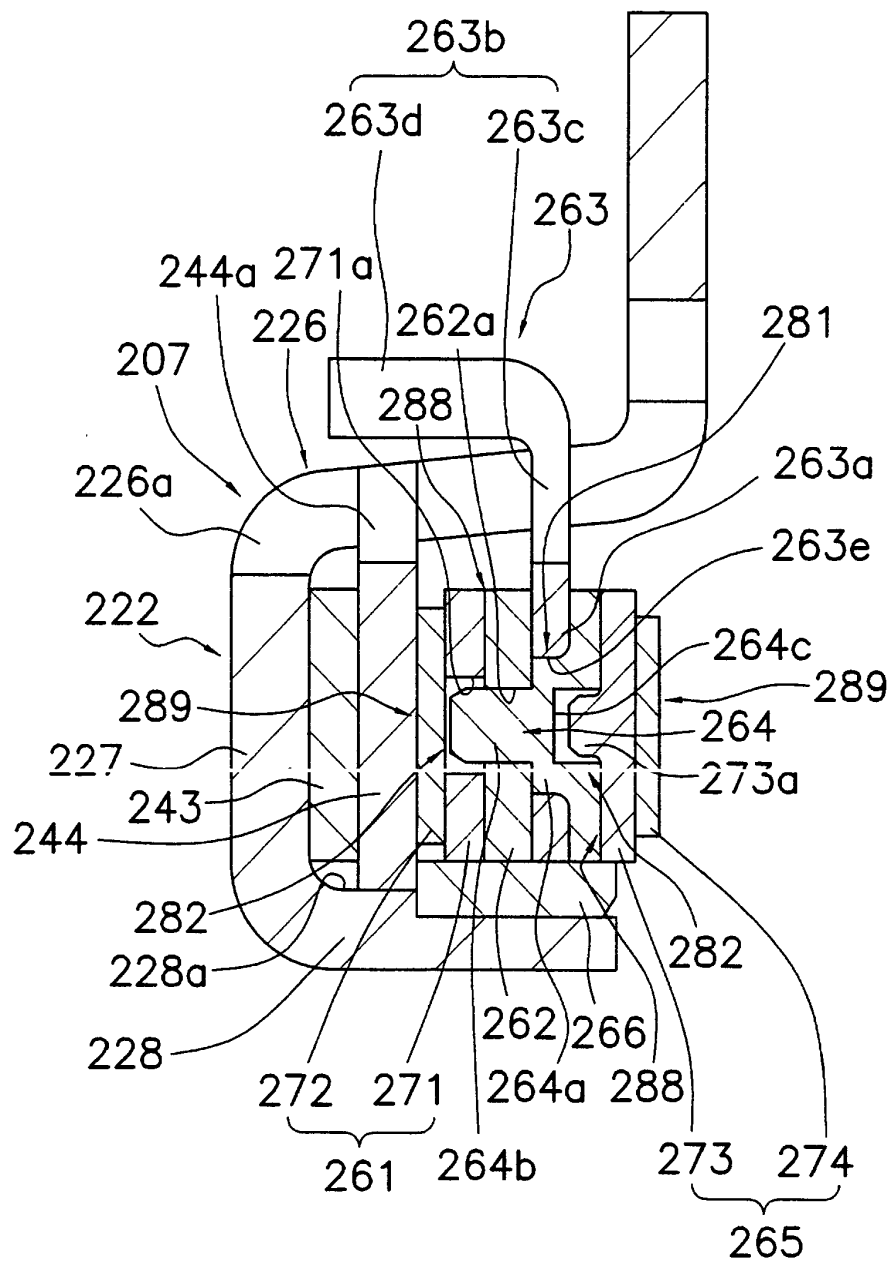
【図 4 4】



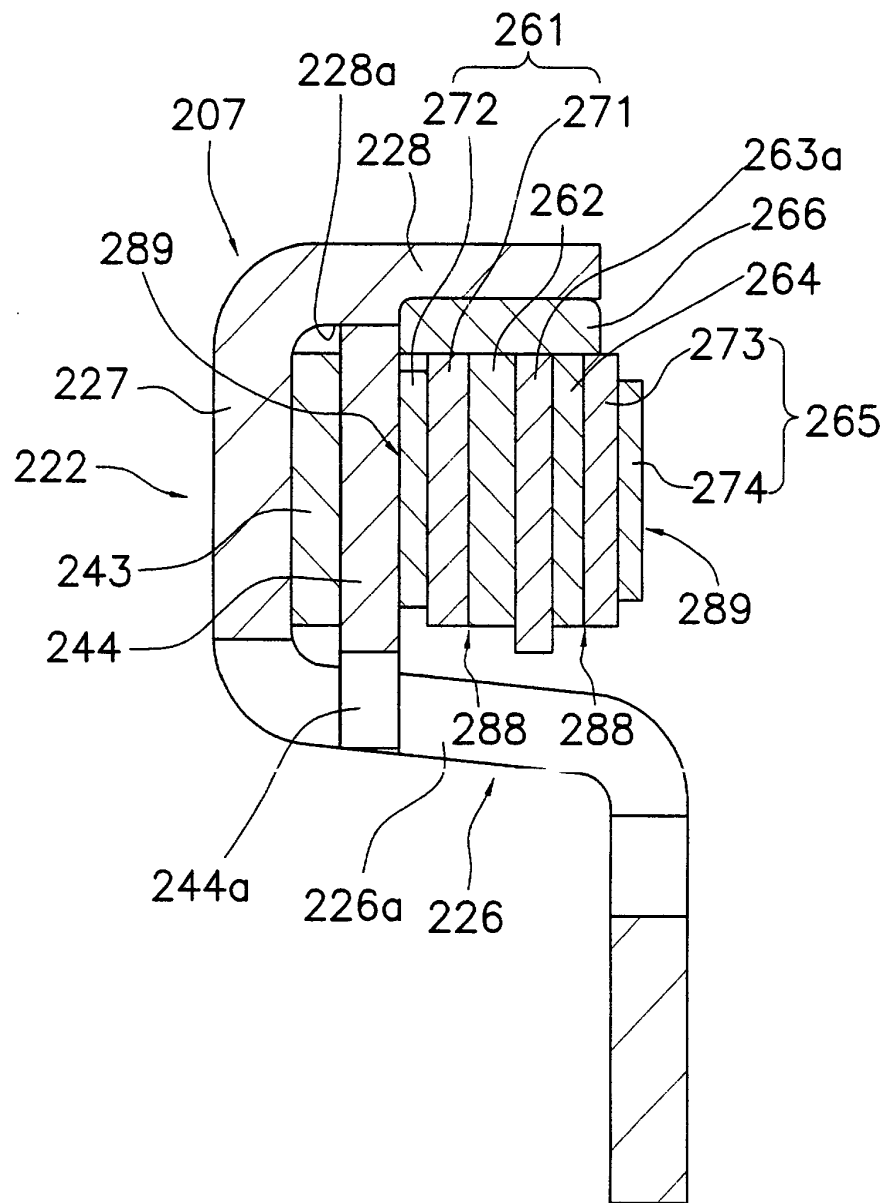
【図 45】



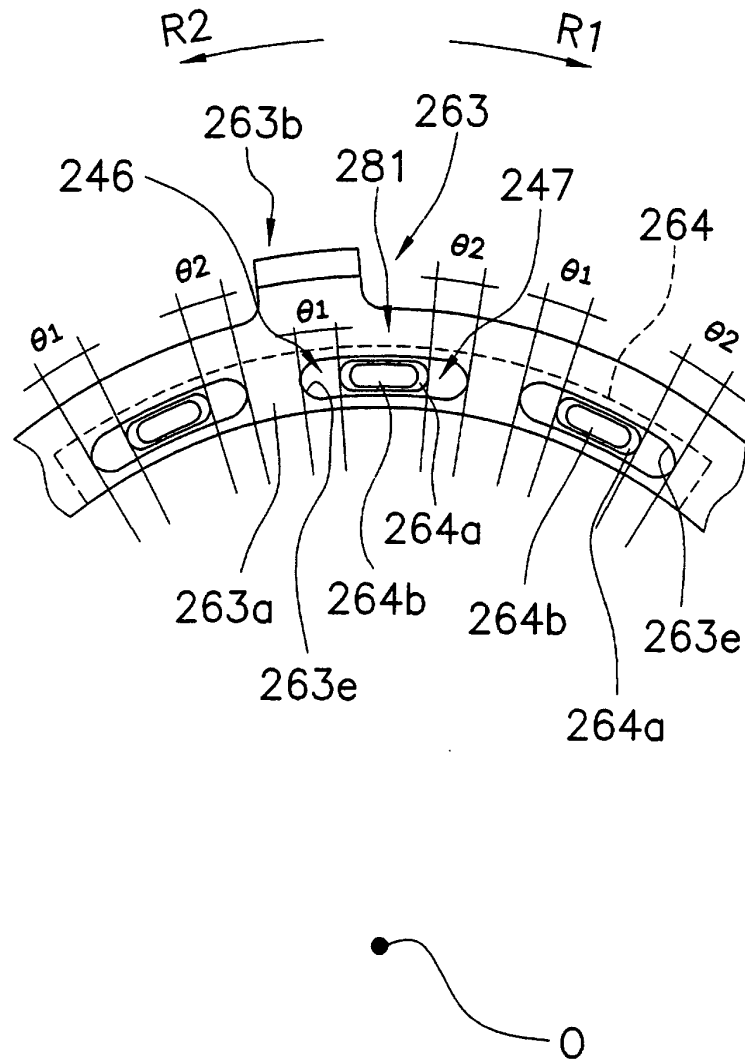
【図 46】



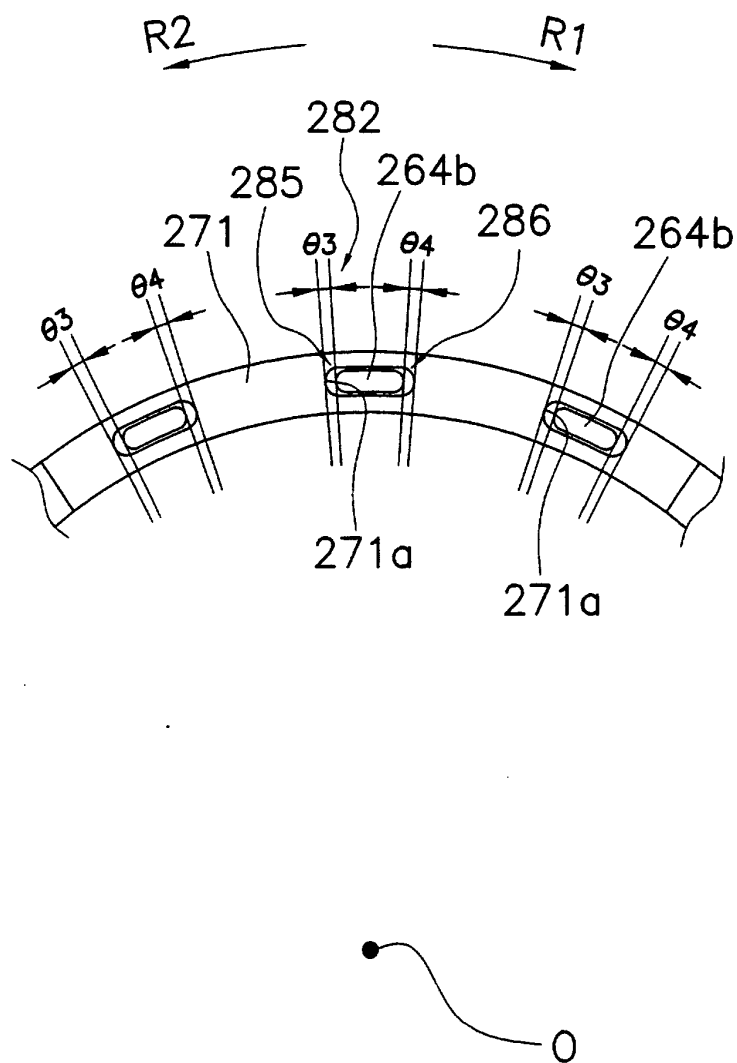
【図 47】



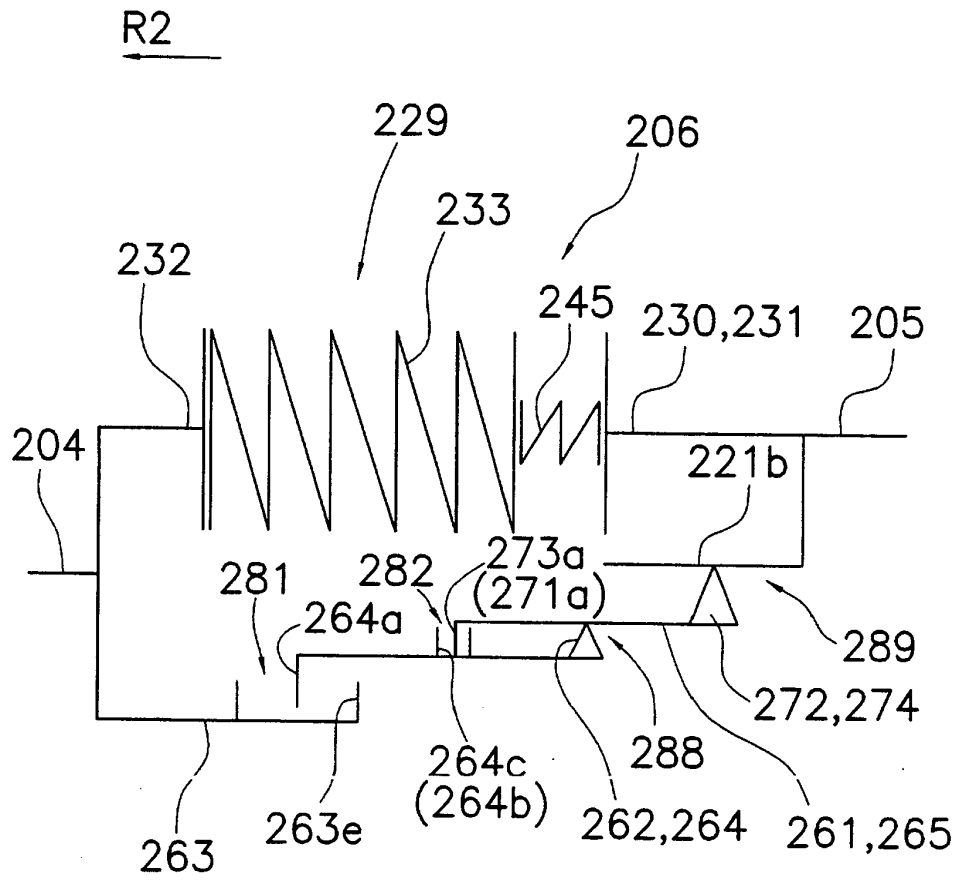
【図 48】



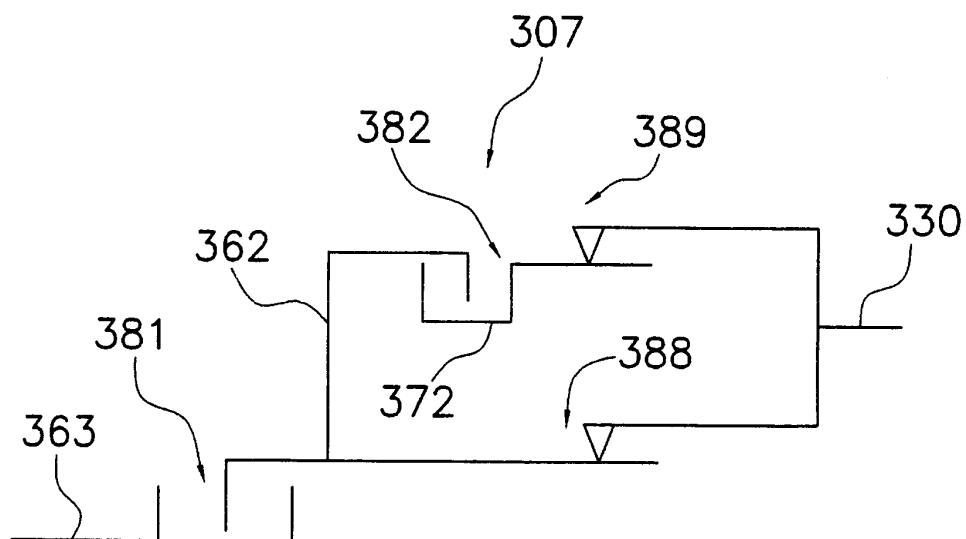
【図 49】



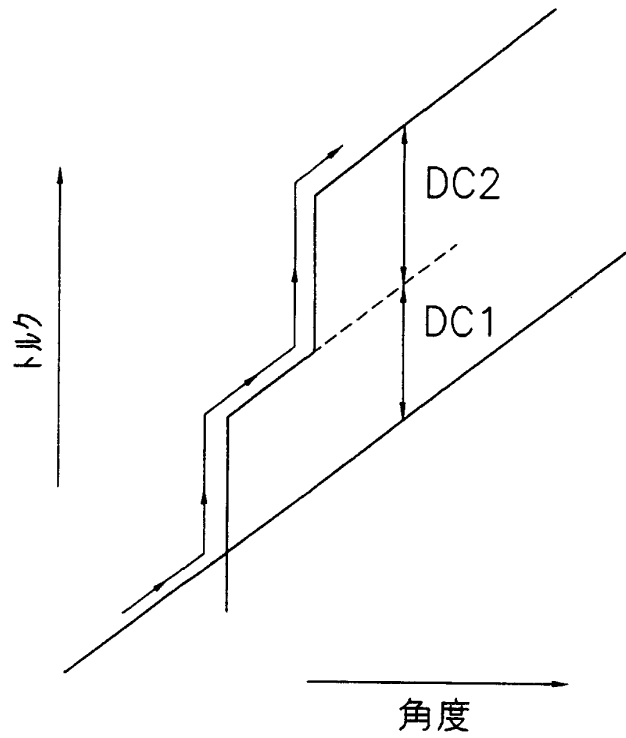
【図 5 1】



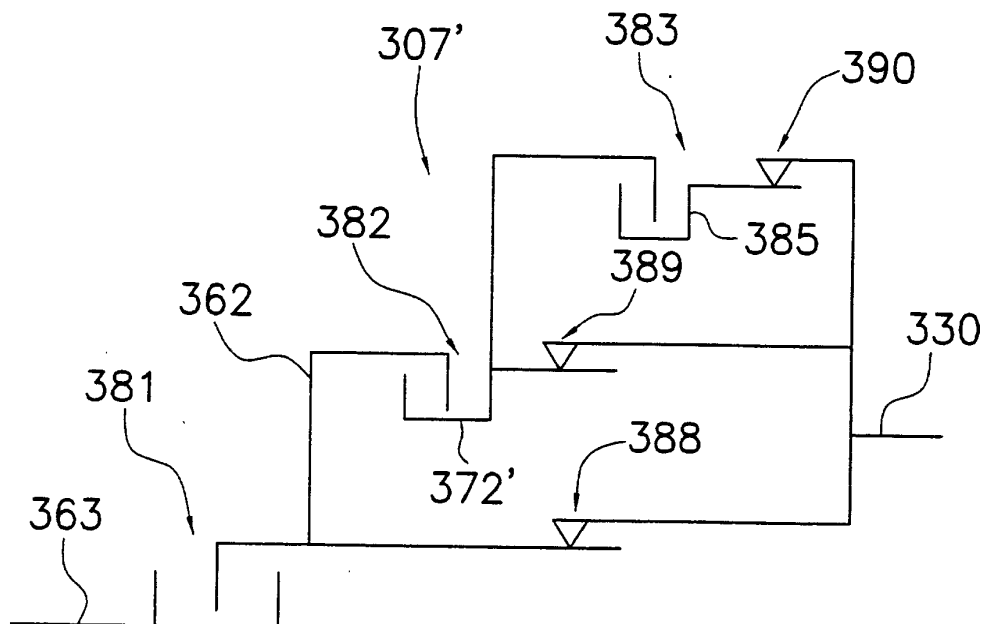
【図 5 2】



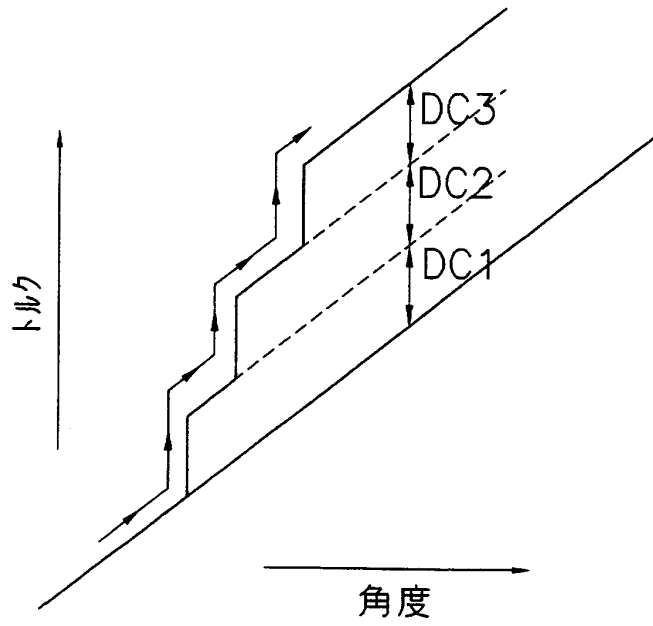
【図 53】



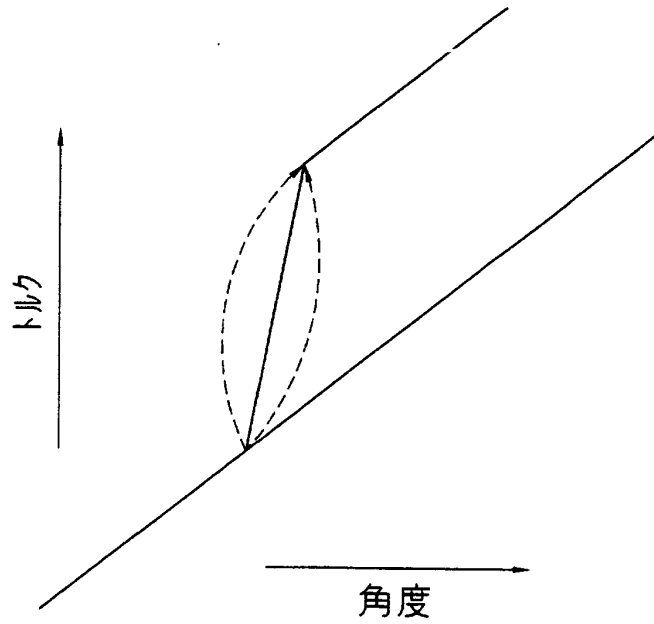
【図 54】



【図 55】



【図 56】



【書類名】 要約書

【要約】

【課題】 ダンパー機構において振り特性の 1 段目及び 2 段目の両方において、所定の摩擦抵抗を発生させつつ、微少振り振動に対しては所定の摩擦抵抗を発生させないことにより、振り振動減衰機能を向上させる。

【解決手段】 ダンパー機構 6 は、トルクを伝達するとともに振り振動を吸収・減衰するための機構である。小コイルスプリング 4 5 は、回転部材同士が圧縮されると、振り特性の小振り角度領域において低剛性の特性を実現する。コイルスプリング 3 3 は、回転部材同士が相対回転すると圧縮されて、振り特性の大振り角度領域において高剛性の特性を実現する。摩擦抵抗発生機構 7 は、各スプリングが圧縮されている間に摩擦抵抗を発生する。回転方向隙間 7 9 によって、振り特性の 2 段目のみならず 1 段目であっても所定角度範囲内では摩擦抵抗発生機構 7 は作動しない。

【選択図】 図 2 0

特願 2003-162896

出 願 人 履 歴 情 報

識別番号

[000149033]

1. 変更年月日

1990年 8月21日

[変更理由]

新規登録

住 所

大阪府寝屋川市木田元宮1丁目1番1号

氏 名

株式会社大金製作所

2. 変更年月日

1995年10月30日

[変更理由]

名称変更

住 所

大阪府寝屋川市木田元宮1丁目1番1号

氏 名

株式会社エクセディ